



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES
INSTITUTO DE INGENIERÍA

Simulación de transformadores de calor
de una etapa y avanzados operando con
la mezcla agua-bromuro de litio

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniera en Energía Renovables

PRESENTA

Itzel Nayeli Balderas Sánchez

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco



Temixco, Mor., a 27 de noviembre de 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

*Dedicado a mis padres Carolina y Antolín
y a mis hermanas Diana y Ana.*

Agradecimientos

Al Dr. Wilfrido Rivera Gómez Franco por guiarme durante la realización de este trabajo, por todos sus consejos, su apoyo, por hacerme descubrir mi gusto por la termodinámica y por su amistad. También agradezco a mi comité tutorial: Dr. Roberto Best y Brown, Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez, Dr. Víctor Hugo Gómez Espinoza y Dr. Jonathan Ibarra Bahena por sus valiosos comentarios. A Alex y Camilo por resolverme mis dudas y siempre estar dispuestos a ayudarme.

A mis padres Antolín y Carolina y a mis hermanas Ana y Diana por apoyarme en todo momento, por ser mi ejemplo a seguir y por brindarme la oportunidad de cumplir mis sueños, por su apoyo, confianza y cariño, los amo.

A mi familia de la 4G: Ade, Anali, Carlos, Caro, Chamaquito, Clari, Darinka, Eira, Eros, Fer, Gesu, Ivette, Juanca, Juanis, Julio, Memo, Migue, Sam y Sebas por formar una generación unida y de excelencia, por todo lo que compartimos durante la carrera, las salidas, las excursiones, las fiestas, las desveladas, los torneos de las IERba-buenas, los IERros, los LORDS, etc. También agradezco a Gurrus por brindarme su cariño, por todos los momentos especiales e inolvidables y por estar conmigo en todo momento.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y en especial al Instituto de Energías Renovables que se convirtió en mi casa durante los 4 años de la licenciatura, por brindarme las herramientas necesarias para el desarrollo de este trabajo. A los doctores por compartir su conocimiento y aumentar mi gusto por la ingeniería y la ciencia: Mariano López, Miguel Robles, Marcelo Lozada, Sergio Cuevas, Wilfrido Rivera, Guillermo Barríos, Adriana Longoria y Octavio Valladares.

A Maribel por su dedicación y compromiso con la LIER, por apoyarnos en todos los trámites y ser nuestra mamá durante nuestra estancia en el instituto. Así mismo al Dr. Miguel Robles y a Magali por ser un pilar esencial para el desarrollo de este gran proyecto llamado LIER.

A la mafia de las ITAS por su amistad incondicional: Mel, Marlene, Nelly, Joza, Lau, Dianita y Bere. A Fatma, Agnete, Andriana y Eliza quienes se convirtieron en mi familia de Faro. A André por escucharme siempre y a Raco y Estefy por todas las risas

y los momentos divertidos que pasamos.

Al Programa de Becas Estudiantiles UNAM-FUAM-SEP 2016 por el apoyo para realizar un curso de inglés en la Universidad de Arizona, al Programa de Capacitación en Métodos de Investigación SEP-UNAM-FUNAM 2016 por el sustento económico durante la estancia de investigación en la Universidad de Calgary y al Programa de Movilidad Internacional Estudiantil SEP-UNAM-FUNAM 2017 por el soporte económico para realizar un periodo de movilidad en la Universidad de Algarve.

Resumen

Actualmente, la producción de energía a nivel mundial y nacional está basada en combustibles fósiles, el uso de éstos ha generado contaminación ambiental, daños a la salud humana y escasez de recursos. Uno de los sectores que mayor energía demanda es el industrial, ya que requiere de grandes cantidades de energía térmica a temperaturas elevadas, además una vez utilizada, la energía es desechada a los alrededores. Por ello, es necesario el desarrollo de tecnologías más eficientes como los transformadores de calor.

Los transformadores de calor por absorción representan una alternativa para implementar el uso eficiente de la energía, ya que no sólo pueden recuperar el calor de desecho de los procesos industriales, sino que también pueden tener como fuente de alimentación energías renovables. Son dispositivos que pueden extraer calor de una fuente a baja temperatura y convertir una parte en calor a alta temperatura, el cual podrá ser utilizado posteriormente para otro fin.

En el presente trabajo se realizaron simulaciones en el software EES y se analizaron cuatro configuraciones de transformadores de calor operando con la mezcla agua-bromuro de litio, las cuales son: una etapa, doble efecto, doble etapa y doble etapa y doble efecto. Las primeras tres corresponden a ciclos ya analizados anteriormente en la literatura, mientras que la última es propuesta en este estudio. Los cuatro ciclos se simularon en el mismo rango de operación, mientras que el modelo matemático fue realizado en base a balances de energía, masa y materia. Se evaluó el desempeño de cada uno con parámetros como el incremento de temperatura y el coeficiente de operación, finalmente se realizó una comparación entre los cuatro ciclos y se propuso una metodología para la selección de la configuración óptima para cualquier caso.

Se encontró que los cuatro ciclos trabajan a distintas temperaturas de suministro de calor, además que bajo las mismas condiciones se presentan valores de coeficientes de operación (COP) e incrementos de temperatura (GTL) distintos. El ciclo de una etapa resultó ser la configuración más simple, con valores de COP buenos, pero GTL bajos; el de doble efecto tiene los COP más elevados, pero los menores GTL; el de doble etapa presenta los mayores GTL, pero los menores COP y los de doble etapa y doble efecto tienen COP y GTL elevados, además de tener el mayor rango de operación de temperatura de suministro de calor.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Situación energética mundial	1
1.2. Situación energética nacional	3
1.3. Revisión bibliográfica	6
1.3.1. Trabajos teóricos	6
1.3.2. Trabajos experimentales	10
1.3.3. Fluidos de trabajo	11
1.4. Justificación	12
1.5. Objetivos	13
1.5.1. Objetivo general	13
1.5.2. Objetivos específicos	13
2. Fundamentos teóricos	14
2.1. Generalidades de las bombas de calor	14
2.1.1. Coeficiente de operación	15
2.2. Ciclo inverso de Carnot	15
2.3. Bombas de calor por compresión mecánica de vapor	16
2.4. Bombas de calor por absorción	18
2.4.1. Clasificación de los sistemas de absorción	19
2.4.2. Principales parámetros	20
2.4.3. Mezclas de trabajo	21
3. Transformador de una etapa	23
3.1. Descripción del sistema	23
3.2. Modelo matemático	25
3.3. Resultados y Discusión	29
4. Transformador de calor de doble efecto	33
4.1. Descripción del sistema	33
4.2. Modelo matemático	35
4.3. Resultados y Discusión	40

5. Transformador de calor de doble etapa	44
5.1. Descripción del sistema	44
5.2. Modelo matemático	46
5.3. Resultados y Discusión	51
6. Transformador de calor de doble etapa y doble efecto	55
6.1. Descripción del sistema	55
6.2. Modelo matemático	57
6.3. Resultados y Discusión	63
7. Comparación	67
7.1. Resultados y Discusión	67
7.2. Criterios de elección	76
8. Conclusiones y recomendaciones	78
8.1. Conclusiones	78
8.2. Recomendaciones	79
A. Nomenclatura	80
B. Diagrama de Dühring	82
Bibliografía	83

Índice de figuras

1.1.	Producción total de energía por combustible.	1
1.2.	Generación mundial de energía por combustible.	2
1.3.	Consumo final por sector.	3
1.4.	Consumo final por sector y energético.	5
1.5.	COP vs GTL para distintas configuraciones.	10
2.1.	Esquema del un ciclo inverso de Carnot.	16
2.2.	Diagrama de un ciclo de compresión de vapor.	17
2.3.	Diagrama de un transformador de calor por absorción.	18
3.1.	Niveles de presión y temperatura de un transformador de calor de una etapa.	24
3.2.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de una etapa.	29
3.3.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de una etapa.	30
3.4.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de una etapa.	30
3.5.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de una etapa.	31
3.6.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de una etapa.	31
4.1.	Transformador de calor de doble efecto.	34
4.2.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de doble efecto.	41
4.3.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de doble efecto.	41
4.4.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de doble efecto.	42
4.5.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de doble efecto.	42
4.6.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de doble efecto.	43

5.1.	Transformador de calor de doble absorción.	45
5.2.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de doble etapa.	51
5.3.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de doble etapa.	52
5.4.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de doble etapa.	53
5.5.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de doble etapa.	53
5.6.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de doble etapa.	54
6.1.	Transformador de calor de doble etapa y doble efecto.	56
6.2.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de doble etapa y efecto.	63
6.3.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de doble etapa y efecto.	64
6.4.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de doble etapa y efecto.	64
6.5.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de doble etapa y efecto.	65
6.6.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de doble etapa y efecto.	65
7.1.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C.	68
7.2.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C.	70
7.3.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C.	72
7.4.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C.	73
7.5.	COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C.	75
B.1.	Diagrama de Dühring para la mezcla H_2O -LiBr.	82

Índice de tablas

1.1. Principales consumidores de energía.	2
1.2. Producción de energía primaria (PJ).	4
1.3. Ventajas y desventajas de las mezclas de trabajo reportadas en la literatura.	12
3.1. Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de una etapa.	27
4.1. Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de doble efecto.	37
5.1. Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de doble etapa.	48
6.1. Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de doble etapa y efecto.	60
7.1. Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 20°C.	69
7.2. Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 25°C.	69
7.3. Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 30°C.	71
7.4. Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 35°C.	71
7.5. Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 40°C.	74

Capítulo 1

Introducción

En este capítulo se describe brevemente la situación energética a nivel mundial y nacional, se habla de los principales combustibles utilizados y los sectores con mayor consumo. Posteriormente, se realizó una revisión bibliográfica de trabajos experimentales y teóricos sobre los transformadores de calor reportados en la literatura, también se muestra una comparación de las ventajas y desventajas del uso de distintos fluidos de trabajo. Finalmente se presenta la justificación de la realización del presente estudio y se plantea el objetivo general y los objetivos específicos del mismo.

1.1. Situación energética mundial

De acuerdo con la Agencia Internacional de Energía, el suministro total de energía primaria (TPES) entre 1971 y 2016 ha crecido en casi 2.5 veces, es decir, en 1971 se produjeron 5523 Mtoe, mientras que en 2016 se produjeron 13761 Mtoe.

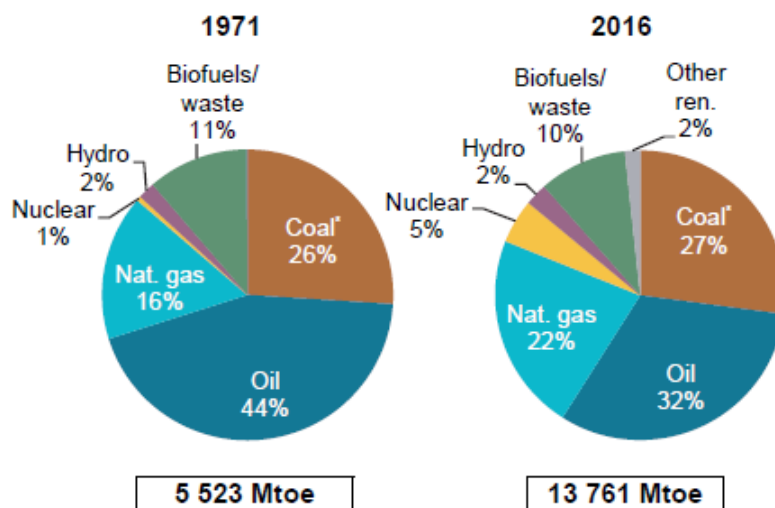


Figura 1.1: Producción total de energía por combustible. [1]

En la figura 1.1 se observa como la producción de energía por fuente ha ido cambiando, manteniéndose constante la hidroenergía, la bioenergía y el carbón, éste último debido a que el carbón es el principal combustible para China (país con mayor consumo de energía). Por otro lado, se observa también como, a pesar de los años, los combustibles fósiles son las principales fuentes de energía, en 2016 representaban el 81 % de la producción de energía en el mundo.

En 2016, los 5 primeros países con mayor demanda de energía se muestran en la tabla 1.1, China y Estados Unidos se encuentran muy por encima de todos los demás países y en total los 5 países representan un consumo del 52 % del consumo global, este fenómeno está directamente ligado a la cantidad de población y al producto interno bruto per cápita.

Tabla 1.1: Principales consumidores de energía.

País	TPES (Mtoe)	2016
China	2958	22 %
Estados Unidos	2167	16 %
India	862	6 %
Rusia	732	5 %
Japón	426	3 %

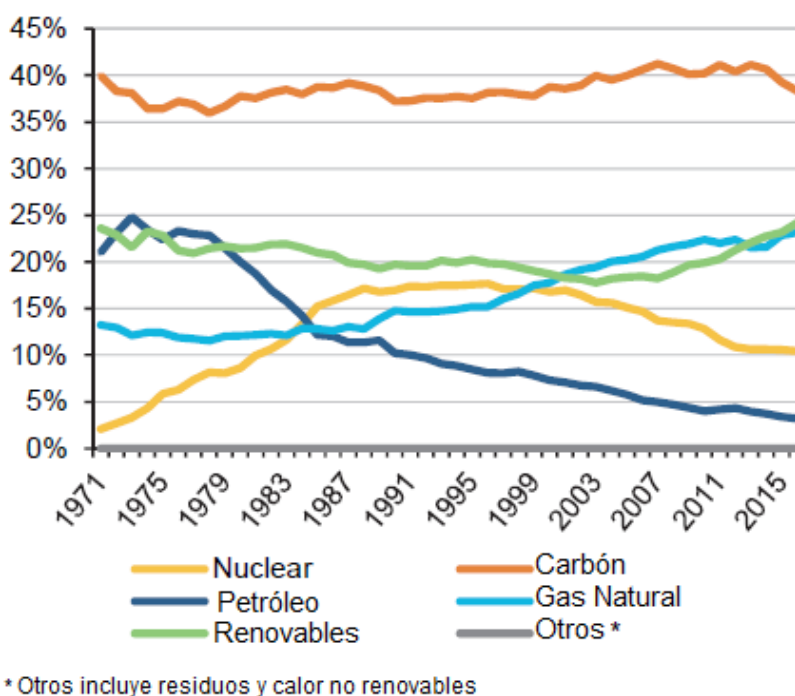


Figura 1.2: Generación mundial de energía por combustible. [1]

Por otro lado, la generación de energía por combustible a lo largo de los años se presenta en la figura 1.2 donde se observa una disminución importante en la generación por petróleo y por energía nuclear y un aumento en la generación a partir de gas natural, mientras que la generación a través de las renovables y del carbón se ha mantenido casi constante a lo largo de los años.

En cuanto al consumo, los sectores que mayor energía consumen son el industrial, el residencial y el transporte, siendo el de mayor consumo la industria (37%). Otros sectores que tienen una participación menor son el comercial y servicios públicos y la agricultura y silvicultura (figura 1.3). En la figura 1.3 se nota un aumento considerable en el sector transporte entre 1971 y 2016, los otros sectores no han variado notoriamente.

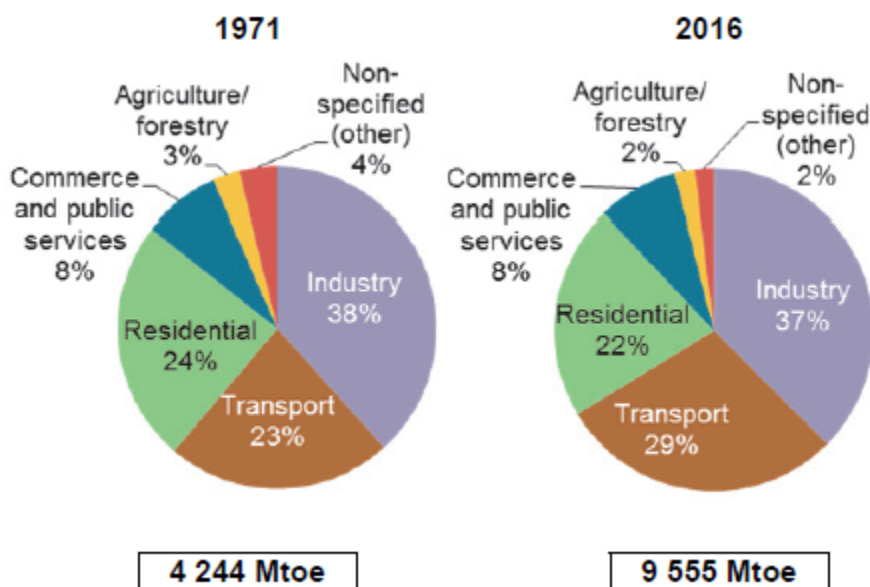


Figura 1.3: Consumo final por sector. [1]

1.2. Situación energética nacional

En México la producción de energía primaria en 2016 fue de 7,714.23 PJ, 6.6% menor que en 2015. La principal fuente de energía son los hidrocarburos, en total México produce 90.08% de energía a partir de combustibles fósiles, sin embargo como se observa en la tabla 1.2, en 2016 la producción de combustibles fósiles disminuyó considerablemente conforme al 2015, siendo el carbón y el gas natural los más afectados; la energía nuclear, la hidroenergía y la geoenergía disminuyeron su producción en menor cantidad. Por otro lado, la producción de energía a partir de fuentes renovables aumentó considerablemente, destacando la energía eólica y la energía solar, aunque la producción de energía por fuentes no convencionales sigue siendo muy poca.

Tabla 1.2: Producción de energía primaria (PJ). [13]

	2015	2016	Variación porcentual (%) 2016/2015	Estructura porcentual (%) 2016
Total	8,261.03	7,714.23	-6.62	100
Carbón	287.69	254.17	-11.65	3.29
Hidrocarburos	7,203.85	6,694.85	-7.07	86.79
Petróleo crudo	5,067.69	4,826.85	-4.75	62.57
Condensados	98.83	88.31	-10.64	1.14
Gas natural	2,037.32	1,779.68	-12.65	23.07
Nucleoenergía	120.41	109.95	-8.68	1.43
Renovables	649.09	655.26	0.95	8.49
Hidroenergía	111.21	110.51	-0.63	1.43
Geoenergía	134.53	132.59	-1.44	1.72
Solar	10.15	11.19	10.18	0.15
Energía eólica	31.48	37.36	18.67	0.48
Biogás	1.87	1.91	2.38	0.02
Biomasa	359.84	361.70	0.51	4.69
Bagazo de caña	107.00	110.14	2.93	1.43
Leña	252.84	251.56	-0.51	3.26

Cabe mencionar que para satisfacer la demanda de energía en el país, en 2016 se incrementaron las importaciones en 37.53 % respecto a 2015, mientras que las exportaciones disminuyeron un 0.13 %.

El consumo por sector y energético se muestra en la figura 1.4, en México el transporte es el grupo que mayor energía demanda con 46.8 %, el segundo sector con mayor consumo es el industrial con 31.7 %, seguido del residencial, comercial y público (18.1 %) y finalmente el agropecuario sólo tiene un consumo de 3.4 %. Es importante resaltar que aunque la participación de la energía solar como fuente de energía en el sector industrial es casi nula, ésta ha tenido un crecimiento exponencial en los últimos años. En el sector transporte, el 90.6 % del consumo de energía para este fin fue por autotransporte, mientras que en el sector residencial, comercial y público, los rubros que utilizan mayor energía son el gas LP, la electricidad y la leña.

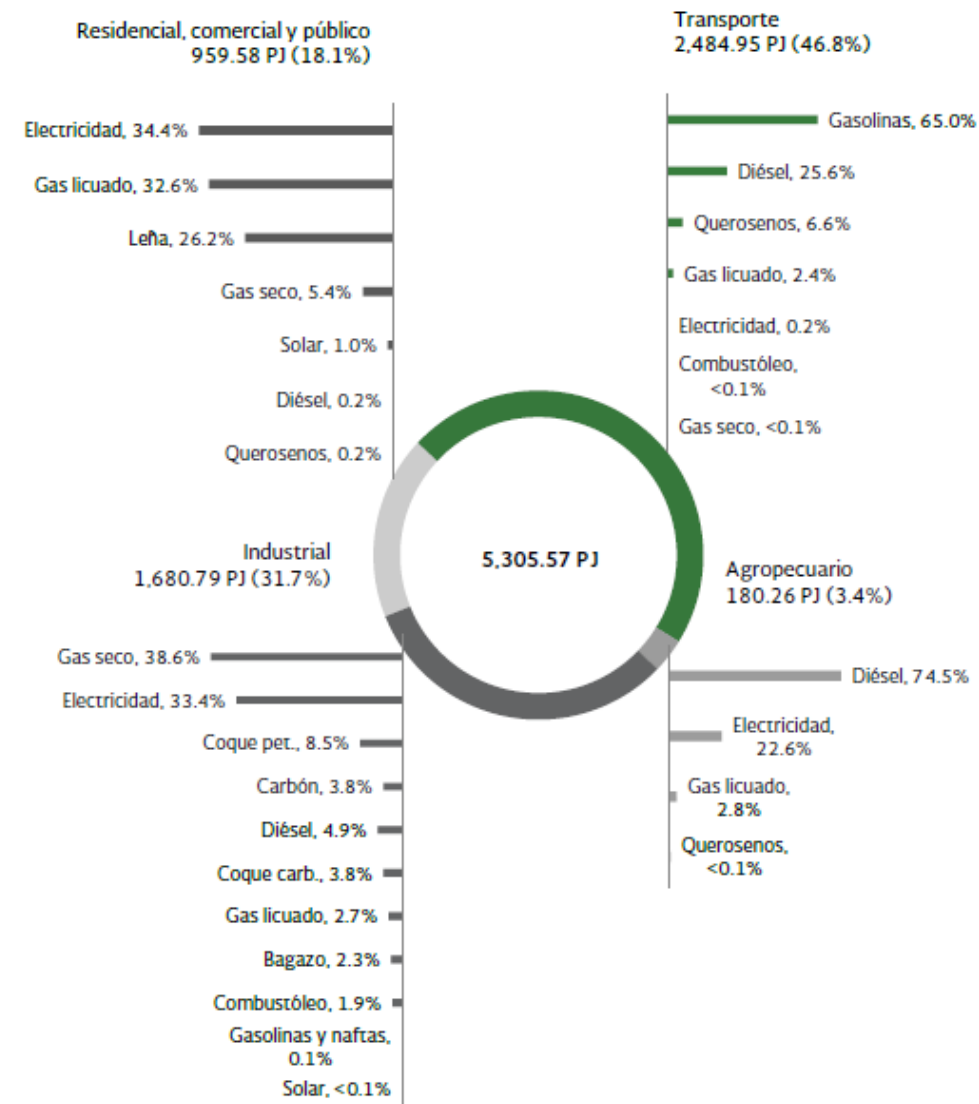


Figura 1.4: Consumo final por sector y energético. [13]

El sector industrial presentó un aumento respecto al 2015 de 4.9%. Las industrias que más energía consumen en orden descendente son:

- Industria básica del hierro y el acero
- Fabricación de cemento y productos a base de cemento en plantas integradas
- PEMEX petroquímica
- Industria química
- Fabricación de vidrio y productos de vidrio
- Fabricación de pulpa, papel y cartón

- Minería de minerales metálicos y no metálicos, excepto petróleo y gas
- Elaboración de azúcares
- Elaboración de cerveza
- Elaboración de refrescos, hielo y otras bebidas no alcohólicas, y purificación y embotellado de agua
- Construcción
- Fabricación de automóviles y camiones
- Fabricación de productos de hule
- Fabricación de fertilizantes
- Elaboración de productos de tabaco

Cabe mencionar que sólo la industria del hierro y el acero representa el 14.4% del consumo industrial, mientras que la del cemento tuvo un consumo del 10.92%. El combustible más utilizado por la industria es el gas seco, aportó 38.6% del consumo del sector en 2016, seguido por la electricidad con una aportación de 33.4%.

1.3. Revisión bibliográfica

Los transformadores de calor se han estudiado desde hace varios años, a continuación se hace una recopilación de los trabajos que se han llevado a cabo y han sido reportados en la literatura. Se da especial atención a los estudios realizados con la mezcla $H_2O - LiBr$ y al final se presenta una comparación de las distintas mezclas de trabajo.

Actualmente se tienen tres revisiones sobre los transformadores de calor, la primera por Parham et al. [39], la segunda por Donellan et al. [16] y la última por Rivera et al. [54], en ellos se recopilan trabajos experimentales y teóricos de transformadores de calor simples y avanzados operando con distintas mezclas de trabajo y se presentan posibles aplicaciones.

1.3.1. Trabajos teóricos

Transformadores de calor de una etapa

Uno de los primeros estudios fueron hechos por Chen [8], quien investigó el rendimiento óptimo de los transformadores de una etapa, como resultado obtuvo una expresión general relacionada con la tasa de bombeo de calor, el coeficiente de operación y el área de transferencia de calor global del transformador de calor, esta expresión funciona para optimizar los principales parámetros de rendimiento del transformador. Además

de eso, Chen [7] también determinó el COP máximo de un sistema solar según un modelo lineal de pérdida de calor para los colectores solares, los resultados reportados pueden servir como una guía para la evaluación de transformadores de calor por absorción solar reales, así como también para el diseño óptimo de futuros transformadores. Se realizaron otros trabajos para determinar el funcionamiento óptimo de los sistemas, algunos basados en una ley de generalizada de calor [43] y otros basados en un enfoque termoeconómico [66].

En lo que se refiere a la mezcla $H_2O - LiBr$, Eisa, et al. [18] propusieron tablas de posibles combinaciones de temperaturas y concentraciones, relaciones de flujo y COP bajo las cuales podía operar la mezcla. El máximo COP reportado es de casi 0.5 y el mayor GTL es de 50° . Un análisis basado en la segunda ley fue hecho por Wang et al. [64] para determinar el efecto de las condiciones de operación en el COP y en la irreversibilidad del ciclo. Zebbar et al. [67] propusieron un modelo matemático para encontrar los parámetros de operación óptimos usando un análisis estructural, de este trabajo se concluye que para las mismas potencias térmicas y los mismos parámetros se presenta un incremento en la eficiencia de primera y segunda ley igual a 10 % y 5.3 % respectivamente con sólo operar en el régimen de operación óptimo.

Horuz y Kurt [29,30] realizaron un análisis aplicando los transformadores de calor a la industria, como resultados se muestra que el COP y la capacidad de absorción decrecen cuando incrementa la temperatura del condensador, mientras que éstos parámetros incrementan cuando aumenta la temperatura del evaporador y del generador; otra manera de incrementar el COP es aumentando la eficiencia del intercambiador de calor [9]. Siqueiros y Romero [59] demostraron que al aumentar la temperatura del evaporador en $1^\circ C$, el COP del ciclo puede aumentar hasta en un 78 %, mientras que un aumento de $2^\circ C$ puede resultar un aumento de 121 %. Datos de diseño termodinámico para transformadores de calor por absorción operando con distintas mezclas ha sido propuesto por diversos autores [2-5, 19, 24, 40, 53].

Shi et al. [58] analizaron un nuevo transformador por eyección-absorción, su configuración es más simple que los sistemas de absorción avanzados, además la temperatura alcanzada por este sistema es mayor que la de un sistema de absorción común de una etapa y por tanto también presenta mayores COP. Un modelo matemático para analizar el rendimiento de los transformadores en condiciones de diseño y fuera de diseño fue desarrollado por Guo et al. [25], como resultado se obtuvo que bajo condiciones de diseño las pérdidas de exergía en componentes auxiliares es mínima, pero en condiciones fuera de diseño aumenta exponencialmente.

Wakin y Rivera-Tinoco [62] estudiaron detalladamente el efecto que tienen las temperaturas de los diversos componentes del sistema en el COP y la destrucción de exergía, se realizaron simulaciones en un amplio rango de temperaturas, además explican detalladamente cada variación del rendimiento de los transformadores. Un análisis realizado

por Colorado [10] indica que sólo el 14.78 % de las irreversibilidades se puede reducir mejorando el diseño y la configuración de los transformadores. Los resultados presentados pueden ayudar a ingenieros en futuros diseños de transformadores de calor.

El uso de tubos de calor como intercambiadores de calor es propuesto por Heredia et al. [27], con estos dispositivos el rendimiento de los transformadores podría mejorarse en un 20 %.

Transformadores de calor avanzados

Rivera et al. [47] realizaron uno de los primeros trabajos para evaluar el efecto de los intercambiadores de calor en transformadores de calor avanzados. Se encontró que un aumento en la efectividad del intercambiador de calor de la solución mejoró el rendimiento del sistema cuando la temperatura del absorbedor era al menos 40°C más alta que la temperatura del calor suministrada al sistema. Las temperaturas más altas se obtuvieron al acoplar el absorbedor de la primera etapa al evaporador de la segunda, aunque los COP más altos fueron acoplando el absorbedor de la primera etapa al generador de la segunda. En un segundo trabajo [55] se realizó una comparación entre los ciclos propuestos en [47] y otros de doble absorción, se concluyó que los transformadores de una etapa son los más simples y eficientes, se alcanzaron mayores GTL en los de doble etapa aunque generalmente eran menos eficientes y más complejos. Los transformadores de doble absorción fueron técnicamente más simples que los de doble etapa, los GTL de ambos sistemas son parecidos.

Ji e Ishida [31] propusieron una mejora a un ciclo de doble etapa empleando diagramas de utilización de energía (EUDs) y los modos de intercambio de calor sensible y latente en los generadores y absorbedores. Con estas modificaciones se lograron GTL mayores en 10.7°C y un aumento en la eficiencia exergética de casi 7 %, aunque el COP tuvo una ligera disminución.

Göktun y Deha Er [23] analizaron el comportamiento óptimo de un sistema de absorción en cascada, se obtuvo una ecuación mejorada del COP y se mostró un incremento significativo en el GTL (9 %) comparado con los ciclos de una etapa.

Zhao et al. [68, 69] simularon una nueva configuración para un ciclo de doble absorción, donde la temperatura del absorbedor-evaporador no es una variable independiente, sino que depende de otras temperaturas. Comparado con otros trabajos, este sistema presenta mejores COP cuando la temperatura de absorción es mayor, siendo el máximo de 0.32, mientras que el GTL oscila entre los 60-100°C.

Modelos matemáticos fueron desarrollados por Rivera et al. [48] para simular el comportamiento de los transformadores de calor acoplados a estanques solares a fin de aumentar la temperatura del calor útil producido por los mismos. Las configuraciones

que mejor resultados obtuvieron fueron el de simple etapa y el de doble absorción, con el primero es posible aumentar la temperatura del estanque hasta 50°C con COP de aproximadamente 0.48; con los segundos, la temperatura del estanque puede aumentar hasta 100°C con un COP de 0.33.

Lee y Sherif [21] realizaron un estudio sobre el desempeño de los transformadores de triple absorción en el que se obtienen GTL mayores que en los de una etapa y doble absorción, aunque se obtienen COP menores que en estos, además se encontró que el COP aumenta cuando aumenta la temperatura de la fuente de calor y disminuye al aumentar la temperatura del condensador. Posteriormente, Donnellan et al. [14] diseñaron un transformador de calor de triple absorción con el objetivo de determinar el número óptimo y la ubicación de las unidades internas de intercambio de calor, se encontró que el diseño convencional no emplea intercambiadores de calor de manera efectiva, al reorganizar las unidades el COP puede incrementar en un 11.7%, mientras que las irreversibilidades pueden reducirse en un 21%. Adicionar uno o dos intercambiadores de calor aumenta el COP en un 16.4% y 18.8% y reduce las irreversibilidades en 28% y 31.5% respectivamente. En otro estudio [15] se determinaron los principales factores que afectan el rendimiento del sistema, se encontró que la temperatura del condensador y el gradiente de transferencia de calor tienen el mayor efecto, la temperatura de evaporación debe seleccionarse en base a criterios económicos, ya que tiene efectos adversos sobre distintas variables dependientes. El estudio también muestra que el generador es la fuente de mayor destrucción de exergía del sistema, seguido de los dos absorbedores- evaporadores.

Se realizaron análisis energéticos, exergéticos y de entropía [22, 36] en base a la primera y segunda ley en un transformador de calor de doble absorción, los resultados indicaron que el componente que más contribuye a la destrucción de exergía es el generador con el 40%, razón por la cual este componente debe ser cuidadosamente diseñado y optimizado. El rendimiento del sistema incrementa cuando las temperaturas del generador, evaporador y evaporador-absorbedor aumentan y las temperaturas del absorbedor y del condensador disminuyen. Además el COP es altamente dependiente de la relación de flujo y la efectividad del economizador. Estos resultados concuerdan Wang et al. [63] quienes encontraron que el generador, el condensador y el absorbedor- evaporador son responsables por la mayoría de la destrucción de exergía.

Wang et al. [65] propusieron un nuevo transformador de doble absorción que alcanza un COP máximo de 0.332 cuando la temperatura del absorbedor es de 130°C , la del evaporador y generador 80°C , del absorbedor- evaporador 105°C y la de condensación 30°C . Mientras que Liu et al. [33] construyeron un transformador con cuatro intercambiadores de calor verticales y uno de placas, el sistema puede operar a cargas entre 7.2 y 15.5 kW de potencia térmica del absorbedor, presentando COP entre 0.2 y 0.38. La máxima temperatura de absorción fue de 124°C , con un GTL de 34.8°C .

En la figura 1.5 se muestra el COP vs el GTL de distintas configuraciones de transformadores de calor reportadas en la literatura.

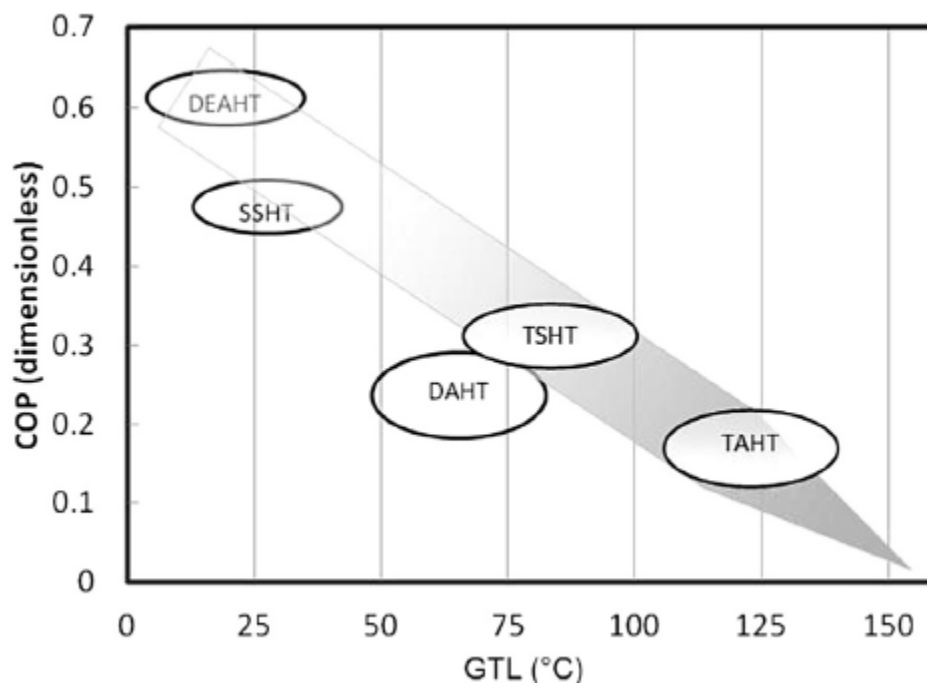


Figura 1.5: COP vs GTL para distintas configuraciones. [54]

1.3.2. Trabajos experimentales

Transformadores de calor de una etapa

Rivera et al. [50] analizaron experimentalmente el rendimiento de un transformador de calor de una etapa basados en análisis de primera y segunda ley de la termodinámica, obtuvieron que los mejores coeficientes de operación se obtienen a las concentraciones de solución más altas, mientras que éste disminuye cuando se aumenta la temperatura del absorbedor, además se observó que sin importar las temperaturas de funcionamiento del sistema, el absorbedor representa la mitad de las irreversibilidades del sistema. Con el fin de reducir estas irreversibilidades, Colorado et al. [11] propusieron una metodología basada en redes neuronales logrando reducirlas hasta un 14%. En otro reporte, Conde et al. [12] utilizaron esta metodología para optimizar la operación de los transformadores, donde la temperatura del generador resultó ser la variable clave para aumentar el COP y obtener un ahorro de energía.

Como un método para reducir la corrosividad en los materiales debida a la mezcla de trabajo, Oloarte-Cortés et al. [38] propusieron poner una capa de grafito en la superficie del absorbedor, en otro experimento, Márquez-Nolasco et al. [37] evaluaron un

generador con 18 discos de grafito, este componente además de no ser corrosivo, soporta choques térmicos y tiene una conductividad térmica parecida al acero inoxidable, el COP reportado es entre 0.253 y 0.483. Ma et al. [34] evaluaron experimentalmente un sistema de absorción dentro de tubos verticales en espiral, los resultados demostraron que el coeficiente de rendimiento y la eficiencia térmica del sistema disminuyen con el aumento del flujo de solución de LiBr, y la influencia del flujo de agua caliente en el COP es insignificante, el COP reportado es superior a 0.4.

Con el fin de mejorar los rendimientos de los transformadores de calor, Rivera y Cerezo [49,52] utilizaron algunos aditivos con el fin de aumentar la transferencia de calor en el absorbedor y el generador, disminuyendo sus irreversibilidades. Los resultados reportados son que las temperaturas del absorbedor aumentan aproximadamente 5°C al agregar 400 ppm de 2-etil-1-hexanol, el COP aumenta hasta un 40% con el mismo aditivo y se disminuyen considerablemente las irreversibilidades en el absorbedor y por lo tanto aumenta la eficiencia del ciclo. El mayor COP alcanzado es de 0.49.

Rivera y Romero [56] desarrollaron un trabajo experimental para evaluar un estanque solar, se logró un COP máximo de 0.16 y un GTL de 44°C. Mientras que en [51] se reportan COP experimentales de entre 0.23-0.33.

Hong et al. [28] propusieron dos modos de funcionamiento en cuanto a la forma de suministrar la energía a los transformadores para generar vapor: (I) un modo de flujo directo para la entrada de la fuente de calor al evaporador y luego al generador, (II) y un modo de flujo inverso para la entrada de la fuente de calor al generador y luego al evaporador. Si se requiere maximizar la producción de vapor se seleccionaría el modo I, sin embargo, si se prefiere tener mayores COP el modo II es el indicado.

1.3.3. Fluidos de trabajo

Se han realizado diversos estudios, tanto teóricos como experimentales con diferentes configuraciones de transformadores de calor. Una recopilación hecha por Donnellan et al. [16] sobre las ventajas y desventajas encontradas en la literatura de las distintas mezclas de trabajo reportados se muestra a continuación:

Tabla 1.3: Ventajas y desventajas de las mezclas de trabajo reportadas en la literatura. [16]

Mezcla de trabajo	Ventajas	Desventajas
$H_2O - LiBr$	*Excelente desempeño termodinámico *Baja toxicidad	*Alta corrosividad *Baja solubilidad
$NH_3 - H_2O$	*Baja corrosividad	*Alta toxicidad *Alta presión *Requiere de un equipo de rectificación
TFE	*Alta estabilidad térmica *Curva de presión de vapor plana	*Alta toxicidad *Bajo desempeño termodinámico
Mezcla de agua-carrol	*El rendimiento termodinámico coincide con $H_2O - LiBr$ *Alta solubilidad	*Alta corrosividad
Aditivos de $H_2O - LiBr$	*Mejor rendimiento termodinámico comparado con $H_2O - LiBr$	*Alta corrosividad *Baja solubilidad
Combinaciones alternativas de una sal	*Baja corrosividad	*Menor rendimiento termodinámico comparado con $H_2O - LiBr$
Combinaciones alternativas de varias sales	*Potencialmente mejor rendimiento termodinámico comparado con $H_2O - LiBr$ *Incrementa la solubilidad	*Puede tener alta corrosividad si el $H_2O - LiBr$ es usado en la combinación de sal

1.4. Justificación

Actualmente, la producción de energía a nivel mundial y en especial en nuestro país está basada casi completamente en los combustibles fósiles, el sector que mayor energía demanda en el mundo es el industrial, en nuestro país es el segundo. Es bien sabido que las industrias ocupan cantidades grandes de energía térmica a altas temperaturas, además que después de su utilización todo ese calor es desechado a los alrededores. Por otro lado, el uso de los combustibles fósiles ha generado contaminación ambiental, daños a la salud humana y escasez de los recursos a nivel mundial, esto conduce a implementar nuevas tecnologías que aprovechen mejor los recursos para tener sistemas energéticos más eficientes.

Ante este panorama, el desarrollo de los transformadores de calor es importante, ya que no sólo pueden recuperar el calor de desecho de los procesos industriales, sino que también pueden tener como fuente de alimentación energías renovables como la energía solar térmica y la geotermia y abastecer de energía térmica a altas temperaturas a las industrias.

De acuerdo con la revisión bibliográfica, se observó que se han realizado varios estudios para determinar condiciones óptimas de operación de algunos transformadores de calor simples y avanzados por absorción operando con distintas mezclas de trabajo, así como también se han estudiado sus posibles aplicaciones en la industria, sin embargo, los sistemas actuales operan en un rango de temperaturas muy bajo, por lo que no se cuenta con un ciclo capaz de aprovechar energía térmica a altas temperaturas y con coeficientes de operación altos.

En este trabajo se presenta un estudio comparativo de cuatro configuraciones de transformadores de calor, tres de ellos son sistemas ya conocidos, mientras que se propone un ciclo nuevo capaz de operar en un rango bastante amplio y presenta mayores COP que los sistemas ya estudiados operando con la mezcla $H_2O - LiBr$. Los objetivos de esta tesis se presentan a continuación.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Evaluar el comportamiento de un nuevo transformador de calor por absorción de doble etapa y doble efecto operando con la mezcla agua-bromuro de litio y comparar el funcionamiento de este ciclo con diferentes configuraciones de transformadores de calor.

1.5.2. Objetivos específicos

- Realizar una revisión bibliográfica de los transformadores de calor por absorción.
- Realizar las simulaciones de cuatro transformadores de calor en el software EES.
- Definir el rango de operación de cada ciclo.
- Comparar el coeficiente de desempeño, el incremento de temperatura y el rango de operación de los distintos transformadores de calor.
- Proponer un criterio de selección del transformador óptimo.

Capítulo 2

Fundamentos teóricos

En este capítulo se describen las generalidades de las bombas de calor, se presenta el coeficiente de operación como una medida de eficiencia de las mismas. También se explica brevemente el principio de funcionamiento del ciclo inverso de Carnot, las bombas de calor por compresión mecánica de vapor y por absorción, así como su clasificación. Por último se mencionan los principales parámetros de evaluación de los transformadores de calor, las características que deben tener los fluidos de trabajo y las ventajas y desventajas que presentan los más utilizados actualmente.

2.1. Generalidades de las bombas de calor

Una bomba de calor es un dispositivo que puede extraer calor de una fuente a baja temperatura y lo convierte a calor de alta temperatura. Estos dispositivos se comenzaron a utilizar en Francia desde 1941 debido a la crisis energética y a la disponibilidad en varias industrias de grandes cantidades de agua a una temperatura media. [17]

De acuerdo con Rivera [46] una bomba de calor puede operar para enfriamiento, calentamiento, de manera simultánea o como transformador de calor:

- **Enfriamiento:** El dispositivo opera como sistema de refrigeración cuando se extrae calor de un espacio o cuerpo, disminuyendo su temperatura.
- **Calentamiento:** Cuando aprovecha el calor de desecho de algún proceso o fuente de energía a baja temperatura y la eleva a una temperatura mayor para otro posible uso. Para ello se le administra una cantidad pequeña de energía de alta calidad que puede ser mecánica o eléctrica, dependiendo del tipo de bomba de calor.
- **Transformador de calor:** Se convierte el calor de una fuente a baja temperatura en calor útil a alta temperatura. La calidad del calor aprovechado es de menor temperatura que el calor útil producido.

La segunda ley de la termodinámica establece que los procesos van en cierta dirección y que la energía tiene cantidad y calidad, así la energía es convertida de alta calidad a baja calidad. Cuando una energía es de alta calidad es capaz de realizar una gran cantidad de trabajo, en cambio una de baja calidad produce una cantidad menor de trabajo. [60]

2.1.1. Coeficiente de operación

La eficiencia de las bombas de calor se mide a través del coeficiente de operación o desempeño (COP) por sus siglas en inglés Coefficient of Performance, se define de la siguiente manera:

$$COP = \frac{\textit{Salida de energía deseada}}{\textit{Entrada de energía requerida}} \quad (2.1)$$

de esta manera, este parámetro depende de la configuración que se requiera, es decir, si la bomba de calor funciona para calentamiento, enfriamiento o como transformador de calor.

2.2. Ciclo inverso de Carnot

El ciclo inverso de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual se comparan los ciclos de potencia reales. Los procesos que componen este ciclo pueden invertirse, modificando también las direcciones de cualquier interacción de calor y trabajo. [6]

Este ciclo se compone de cuatro procesos esenciales (figura 2.1):

- 1-2: El refrigerante absorbe calor (\dot{Q}_E) de una fuente de baja temperatura (T_E).
- 2-3: El refrigerante se comprime isentrópicamente hasta una temperatura alta T_C , hasta que se obtiene un vapor saturado.
- 3-4: Se extrae una cantidad de calor \dot{Q}_C a temperatura alta T_C . Este proceso es isotérmico y el refrigerante cambia su fase como líquido saturado.
- 4-1: El refrigerante se expande isentrópicamente hasta la temperatura inicial del ciclo.

Este ciclo puede funcionar tanto como enfriamiento, como bomba de calor y su coeficiente de desempeño en términos de la temperatura para cada caso se encuentra enseguida:

$$COP_{E,Carnot} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_E} - 1} \quad (2.2)$$

$$COP_{BC,Carnot} = \frac{1}{1 - \frac{T_E}{T_C}} \quad (2.3)$$

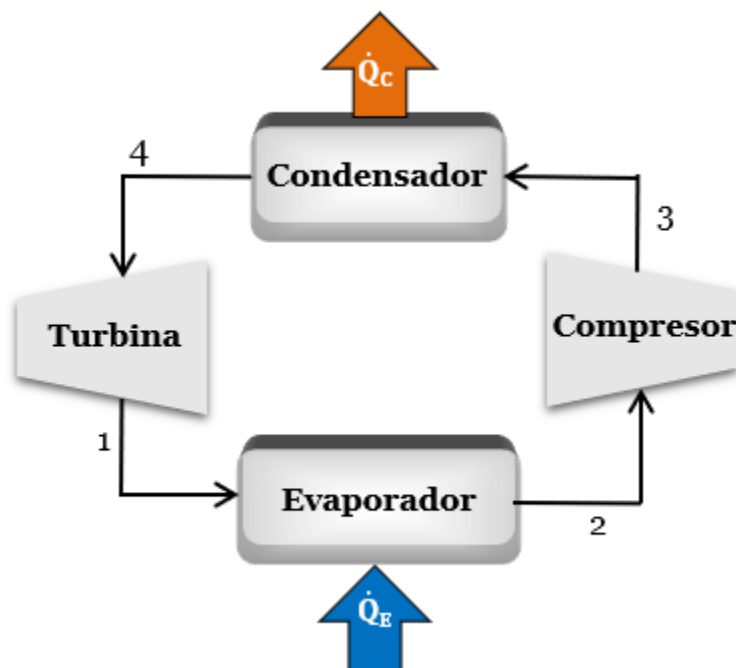


Figura 2.1: Esquema del un ciclo inverso de Carnot.

El ciclo de Carnot inverso no puede llevarse a cabo en la realidad, puesto que la compresión del vapor del proceso 2-3 necesita que un compresor maneje dos fases, mientras que el proceso 4-1 requiere que el refrigerante con alto contenido de humedad se expanda en una turbina, por ello, no se considera un modelo realista, más sí un estándar contra el cual se comparan los ciclos reales de refrigeración.

2.3. Bombas de calor por compresión mecánica de vapor

Es el más utilizado actualmente debido a su amplio desarrollo, estos ciclos pueden operar tanto para calentamiento como enfriamiento. Sus componentes son: un condensador, una válvula de expansión, un evaporador y un compresor (figura 2.2), entonces los procesos fundamentales en este ciclo son [6]:

- 1-2: Compresión isentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

El vapor saturado pasa a través del compresor donde se comprime isentrópicamente hasta la presión del condensador al suministrarle una cantidad de trabajo, durante este proceso la temperatura del refrigerante aumenta convirtiéndose en un vapor sobrecalentado. Después, el refrigerante entra al condensador donde se le extrae una cantidad de calor, por lo que ocurre un proceso de condensación a presión constante y el vapor sale como líquido saturado. El líquido se estrangula hasta la presión del evaporador al pasar por la válvula de expansión y finalmente entra al evaporador donde se ingresa una cantidad de calor a presión constante, por lo tanto, el fluido pasa a ser un vapor saturado.

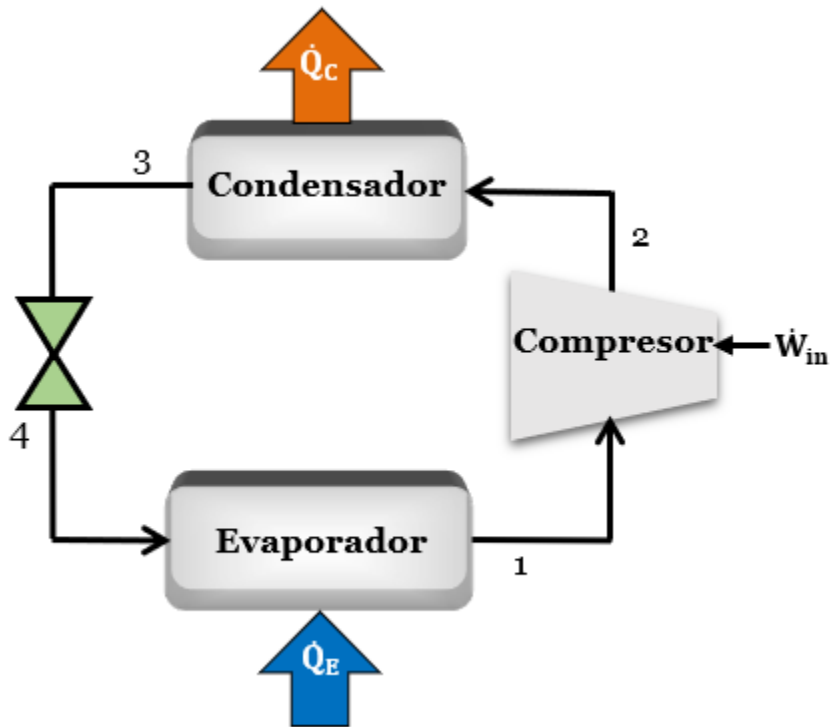


Figura 2.2: Diagrama de un ciclo de compresión de vapor.

Dentro de estos ciclos el componente central es el compresor, que representa la mayor parte de la inversión [17]. El coeficiente de operación del ciclo se calcula de la siguiente manera:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_C}{W_{in}} \quad (2.4)$$

$$COP_E = \frac{\dot{Q}_E}{W_{in}} \quad (2.5)$$

siendo la ecuación 2.4 cuando el sistema trabaja para calentamiento y 2.5 para enfriamiento.

2.4. Bombas de calor por absorción

El uso de ciclos de absorción es bien conocido por utilizar muy poca energía mecánica para su operación, sin embargo, son ciclos mucho menos eficientes que los de compresión de vapor, por ello su uso a gran escala ha sido limitado [26]. En los últimos años se ha retomado el interés por investigar este tipo de bombas de calor, sobre todo porque pueden ser utilizados en lugares donde no se cuente con un suministro de energía eléctrica y además pueden funcionar con fuentes de energía alternas como son la energía solar y la geotérmica, y con calor de desecho industrial.

Las bombas de calor por absorción pueden funcionar en tres configuraciones distintas: para enfriamiento, calentamiento y como transformadores de calor. En la figura 2.3 se muestra el diagrama más simple de un transformador de calor por absorción, se tienen dos niveles de presión, el absorbedor y el evaporador se encuentran a una presión alta, mientras que el condensador y el generador están a presión baja.

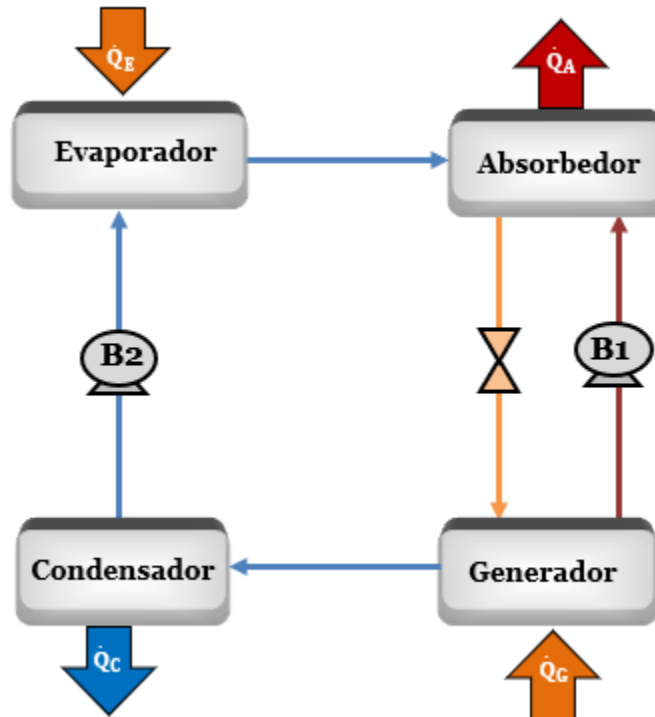


Figura 2.3: Diagrama de un transformador de calor por absorción.

En el sistema se llevan a cabo dos procesos: uno de absorción y uno de desorción, donde la mezcla de trabajo está formada por un refrigerante y un absorbente. La desor-

ción es la separación del componente más volátil presente en la mezcla debido a la ganancia de calor, mientras que la absorción es el proceso de integración de vapor o una mezcla líquido vapor (refrigerante) en un absorbente.

A continuación se describe el funcionamiento del ciclo: una solución refrigerante-absorbente se encuentra en el generador, en este componente se recibe una cantidad de calor \dot{Q}_G a mediana temperatura, por lo que se lleva a cabo el proceso de desorción del refrigerante, éste es enviado al condensador donde se le extrae una cantidad de calor \dot{Q}_C disminuyendo su temperatura y provocando su condensación, de manera que sale del condensador en estado de líquido saturado. El fluido de trabajo pasa a través de una bomba para elevar su presión hasta la del evaporador, al ingresar una cantidad de calor \dot{Q}_E el refrigerante eleva su temperatura hasta obtener un vapor saturado, el cuál será dirigido al absorbedor. Del proceso de generación o desorción también se obtiene una solución con alta concentración de absorbente (línea café); en el absorbedor se lleva a cabo el proceso de absorción, la solución rica en absorbente y el refrigerante se mezclan, obteniendo como resultado una solución rica en refrigerante que regresa al generador para iniciar de nuevo el ciclo, este proceso es exotérmico, por lo que se libera una cantidad de calor \dot{Q}_A que puede ser aprovechada posteriormente para otros fines.

El COP para una bomba de calor por absorción ya sea para enfriamiento, bomba de calor o transformador térmico está dado por las siguientes ecuaciones:

$$COP_E = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + W_B} \quad (2.6)$$

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_C + \dot{Q}_A}{\dot{Q}_G + W_B} \quad (2.7)$$

$$COP_{TC} = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_E + W_B} \quad (2.8)$$

2.4.1. Clasificación de los sistemas de absorción

Existen distintas clasificaciones de los sistemas de absorción y ésta varía de un autor a otro, a continuación se presenta la clasificación de acuerdo a Hernández [35]:

(a) Número de efectos o generadores:

- Simple efecto: con un generador.
- Doble efecto: con dos generadores.
- Triple efecto: con tres generadores.

(b) Número de etapas o absorbedores:

- Simple etapa: con un absorbedor.
 - Doble etapa: con dos absorbedores.
 - Triple etapa: con tres absorbedores.
- (c) Fuente de calor empleada para el funcionamiento de la máquina:
- Tipo directo o llama directa: la potencia calorífica proviene de la combustión de fuentes de energía fósiles.
 - Tipo indirecto: la potencia calorífica proviene de la transferencia de calor entre dos fluidos a través de un intercambiador.
- (d) Par refrigerante-absorbente utilizado por el sistema:
- $H_2O - LiBr$: el refrigerante es agua y el absorbente bromuro de litio.
 - $NH_3 - H_2O$: el refrigerante es amoníaco y el absorbente es agua.
 - $NH_3 - LiNO_3$: el refrigerante es amoníaco y el absorbente nitrato de litio.
 - *Agua - Carrol*: el refrigerante es agua y el absorbente es el carrol (mezcla de LiBr y etilenglicol).

2.4.2. Principales parámetros

Los parámetros más importantes en el diseño de un transformador de calor son el incremento de temperatura (GTL), la relación de flujo (RF), la efectividad del economizador o intercambiador de calor (ε) y el coeficiente de operación (COP) [57], éste último ya se explicó en las generalidades de las bombas de calor, por lo que no se describirá a continuación.

Incremento de temperatura (GTL)

Se le denomina GTL por sus siglas en inglés *Gross Temperature Lift*, se define como la diferencia entre la temperatura que puede alcanzar el transformador de calor en el absorbedor T_A y la temperatura a la que se suministra el calor en el generador T_G y el evaporador T_E , en este estudio ambas temperaturas son iguales, así:

$$GTL = T_A - T_G = T_A - T_E \quad (2.9)$$

Relación de flujo

La relación de flujo se define como la razón de flujo másico que va del absorbedor al generador entre el flujo másico del fluido de trabajo (WF), es decir:

$$FR = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{WF}} \quad (2.10)$$

Al hacer un balance de masa en el absorbedor y en el generador, esta relación puede ser escrita en función de sus concentraciones como:

$$FR = \frac{X_G - X_{WF}}{X_G - X_A} \quad (2.11)$$

Efectividad del economizador

La finalidad de un intercambiador de calor es aprovechar al máximo el calor extraído en el absorbedor para precalentar la solución de va del generador al absorbedor. El grado de transferencia de calor depende de la efectividad del intercambiador (ε), la cual se define como la razón de flujo de calor transferido de la corriente caliente que va del absorbedor hacia el generador (\dot{Q}_a), entre el flujo máximo de calor que es posible transferir, es decir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.12)$$

2.4.3. Mezclas de trabajo

Los sistemas de absorción utilizan una mezcla refrigerante-absorbente, el desempeño de los ciclos es dependiente de las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo [41]. El refrigerante es una sustancia que tiene la capacidad de absorber calor, mientras que el absorbente tiene una gran afinidad con el refrigerante, lo que permite que el refrigerante sea absorbido por la solución en el absorbedor.

Los fluidos de trabajo de los ciclos de absorción deben tener ciertas características [61]:

- Tanto el refrigerante como el absorbente deben:
 - Ser solubles en el rango de operación del sistema.
 - Ser químicamente estables.
 - No ser tóxicos, explosivos ni flamables.
 - No causar daño al ambiente.
 - Ser compatibles con los materiales de construcción, no corrosivos.
 - Tener un costo bajo.
- El refrigerante debe tener un calor de vaporización elevado y una alta concentración dentro del absorbente para mantener una baja circulación entre el generador y el absorbedor.

- Las propiedades de transporte que influyen sobre la transferencia de calor y masa deben ser favorables (viscosidad, conductividad térmica, coeficiente de difusión, etc.)

Existen distintas mezclas que pueden ser utilizadas para los sistemas de absorción, a continuación se presenta una breve descripción de las dos más utilizadas [42]:

- Amoníaco-Agua ($NH_3 - H_2O$): Es la mezcla más conocida y la más utilizada actualmente, en la cual el refrigerante es el amoníaco y el absorbente el agua. Es una sustancia bastante estudiada, por lo que se conocen sus propiedades termodinámicas y sus rangos de operación, una de las ventajas del amoníaco es que presenta un calor latente de vaporización alto y valores de entalpía por unidad de volumen grandes, lo que permite hacer equipos compactos, sin embargo, debido a la presión de vapor relativamente alta del agua se requiere una etapa de rectificación del vapor y esto degrada la eficiencia del ciclo, otra desventaja es que el amoníaco es tóxico y corrosivo con el cobre y se degrada a temperaturas mayores de $180^\circ C$, por lo que esta mezcla se puede usar sólo a temperaturas moderadas.
- Agua-Bromuro de litio ($H_2O - LiBr$): En esta mezcla, el refrigerante es el agua y el absorbente el bromuro de litio. Su principal ventaja reside en que el agua tiene un calor latente de vaporización alto, obteniendo coeficientes de operación mayores que con amoníaco-agua, otra ventaja es que el punto crítico del agua es alto, pudiendo operar a temperaturas mucho mayores, además que no se requiere de un rectificador. Por otro lado, algunas desventajas son que la operación debajo de los $0^\circ C$ no es posible debido al punto de congelación del agua, además el bromuro de litio es corrosivo al acero y se puede sufrir cristalización a concentraciones mayores a 65 % dependiendo de las condiciones a las que se opere.

Capítulo 3

Transformador de una etapa

En este capítulo se describe de forma detallada el funcionamiento de un transformador de calor de una etapa, se muestra además el esquema del ciclo así como sus niveles de presión y temperatura. Se enuncian las consideraciones que se tomaron en cuenta para el modelo matemático, se presentan las ecuaciones del modelo, los datos de entrada y la secuencia de pasos que se siguieron para la modelación numérica. Los resultados están representados en gráficas a distintas temperaturas de condensación, mostrando el comportamiento del sistema respecto a la temperatura de generación. En cada una de las gráficas se explica el comportamiento del ciclo y se enuncia una conclusión al final del capítulo.

3.1. Descripción del sistema

El principal objetivo de los transformadores de una etapa es utilizar calor proveniente de algún medio o proceso a baja temperatura, puede ser algún calor de desecho o también se puede hacer uso de las energías renovables como la energía solar térmica, para transformarlo en calor a mayor temperatura y poder ser utilizado de nuevo en algún otro proceso que requiera temperaturas más elevadas.

En la figura 3.1 se observa el diagrama de este sistema, sus principales componentes son el evaporador, el absorbedor, el generador y el condensador. Su comportamiento se describe a continuación: una mezcla fluido de trabajo-absorbente entra en el generador, en este caso es la mezcla agua (fluido de trabajo) y bromuro de litio (absorbente), aquí se suministra una cantidad de calor \dot{Q}_G a una temperatura intermedia con el fin de separar la mezcla, debido a que los puntos de fusión y ebullición de ambas sustancias son distintos, a esta temperatura el fluido de trabajo se vaporiza, teniendo un vapor sobrecalentado en el punto 1, mientras que la solución rica en absorbente continua en estado líquido en el punto 8 y es bombeada hacia el absorbedor. El fluido de trabajo vaporizado entra al condensador donde se le extrae una cantidad de calor \dot{Q}_C a una temperatura baja T_C , lo que provoca que el fluido de trabajo se encuentre como líquido

saturado a la salida de este componente (punto 2), el fluido es bombeado hasta la presión del evaporador, en el punto 4 el fluido será un vapor saturado debido a la adición de una cantidad de calor \dot{Q}_E . Finalmente, en el absorbedor, el vapor se mezcla de nuevo con la solución concentrada previamente precalentada por el intercambiador de calor o economizador, liberando una cantidad de calor \dot{Q}_A a alta temperatura T_A , la cual podrá ser utilizada para otro fin. Entonces en el punto 5 se obtiene una solución diluida (con baja concentración de LiBr) que se estrangula hasta la presión del generador dando inicio de nuevo al ciclo.

En la figura 3.1 también se muestran los niveles de temperatura y presión, se observa que se tienen dos niveles de presión y tres niveles de temperatura, siendo la más baja la del condensador, la intermedia la del generador y evaporador y la más elevada la del absorbedor. Se considera que el mismo calor de desecho se suministrará tanto al evaporador como al generador.

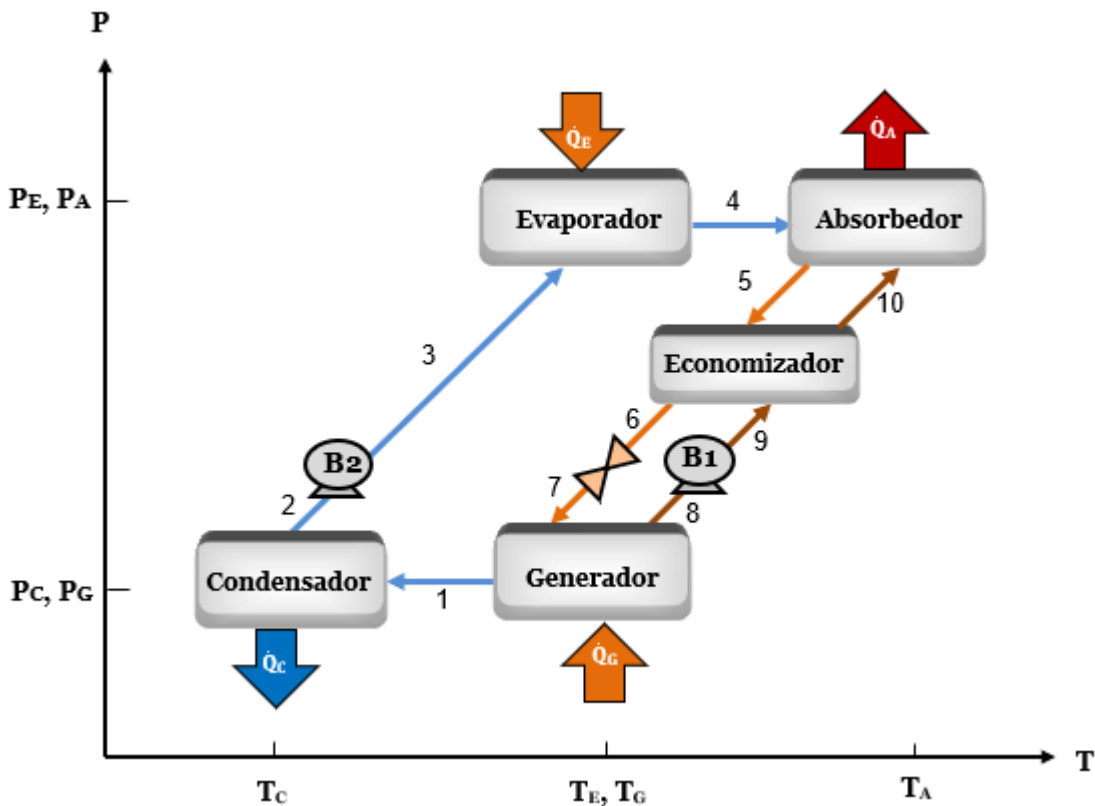


Figura 3.1: Niveles de presión y temperatura de un transformador de calor de una etapa.

3.2. Modelo matemático

Se simuló el transformador de calor en el programa *Engineering Equation Solver* en la versión Academic Professional V10.464-3D del año 2018, el cual es desarrollado por *F-Chart Software*. A continuación se enuncian las consideraciones que se hicieron para la realización del programa.

Consideraciones del modelo matemático:

1. Se consideran condiciones de equilibrio termodinámico para el cálculo de las propiedades del sistema.
2. El ciclo opera en estado estacionario.
3. El absorbente no se evapora en ningún punto del ciclo, por lo que se prescinde del rectificador.
4. La solución está en estado de saturación a la salida del generador y el absorbedor, mientras que el fluido de trabajo se encuentra en condiciones de saturación a la salida del condensador y evaporador.
5. No se considera intercambio de calor con los alrededores en los componentes ni en la tubería.
6. Se desprecian las pérdidas de presión por fricción en todo el sistema.
7. El proceso de bombeo de solución se considera isentrópico.
8. El proceso de estrangulamiento en la válvula se considera isoentálpico.
9. Las concentraciones están expresadas en masa del absorbente (LiBr).

Ecuaciones del ciclo:

La modelación del ciclo se hizo a partir de balances de energía, masa y materia en cada uno de los componentes del sistema, a continuación se muestran las ecuaciones que se utilizaron para la modelación matemática.

Balances de masa:

Absorbedor:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \quad (3.1)$$

Generador:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (3.2)$$

Balances de materia:

Absorbedor:

$$\dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_5 X_5 \quad (3.3)$$

Generador:

$$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_8 X_8 \quad (3.4)$$

Balances de energía:

Absorbedor:

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_A \quad (3.5)$$

Condensador:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_C \quad (3.6)$$

Evaporador

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_E = \dot{m}_4 h_4 \quad (3.7)$$

Generador:

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 \quad (3.8)$$

Economizador:

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (3.9)$$

Efectividad del intercambiador de calor o economizador

La efectividad del economizador en función de la figura 3.1 es:

$$\varepsilon = \frac{h_{10} - h_9}{h_5 - h_9} \quad (3.10)$$

Coefficiente de Operación

El coeficiente de operación para la figura 3.1 es:

$$COP = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_E + \dot{Q}_G + W_{B1} + W_{B2}} \quad (3.11)$$

Datos de entrada

En la tabla 3.1 se encuentran los datos de entrada que se utilizaron para la simulación del transformador de calor, al igual que los rangos en los que opera el ciclo y el incremento de temperatura.

Tabla 3.1: Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de una etapa.

Variable	Rango de operación	Pasos
T_A (°C)	100-170	2
T_C (°C)	20-40	5
T_G (°C)	70-100	5
η	0.8	-
Q_A (kW)	10	-

Algoritmo de solución

A continuación se presentan los pasos que se siguieron para la simulación numérica del ciclo:

Por la consideración 1:

$$T_1 = T_8 = T_4 = T_G$$

$$T_2 = T_G$$

$$T_5 = T_G$$

De la condición 9:

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = 0$$

Del enunciado 5 se tienen estados de saturación en 2 y 4, una calidad de vapor de 0 indica líquido saturado, mientras que 1 indica vapor saturado.

$$q_2 = 0$$

$$q_4 = 1$$

$$P_2 = P_{sat}(T_2)$$

$$P_4 = P_{sat}(T_4)$$

Se calculan las entalpías en el punto 2 y 4 mediante:

$$h_2 = h(T_2, q_2)$$

$$v_2 = v(T_2, q_2)$$

$$h_4 = h(T_4, q_4)$$

Por la expresión 6:

$$P_2 = P_1 = P_7 = P_8$$

$$P_4 = P_3 = P_5 = P_6 = P_9 = P_{10}$$

Considerando que el vapor a la salida del generador está en condiciones de sobrecalentamiento su entalpía se calcula mediante:

$$h_1 = h(T_1, P_1)$$

De la expresión 4:

$$X_5 = X(T_5, P_5)$$

$$X_8 = X(T_8, P_8)$$

No hay intercambio de masa entre los fluidos que unen al generador y al absorbedor, entonces:

$$X_5 = X_6 = X_7$$

$$X_8 = X_9 = X_{10}$$

Las entalpías en el punto 5 y 8 se pueden calcular como:

$$h_5 = h(T_5, X_5)$$

$$h_8 = h(T_8, X_8)$$

$$v_8 = v(T_8, X_8)$$

El trabajo de las bombas en función de las presiones es:

$$W_{B2} = v_2(P_3 - P_2)$$

$$W_{B1} = v_8(P_9 - P_8)$$

Por la consideración 7:

$$h_3 = h_2 + W_{B2}$$

$$h_9 = h_8 + W_{B1}$$

Se obtiene h_{10} de la ecuación 3.10.

Se resuelve el sistema formado por 3.1, 3.3 y 3.5 para obtener \dot{m}_4, \dot{m}_5 y \dot{m}_{10} . De la condición 2:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Se obtiene h_6 de la relación 3.9 y por el enunciado 8:

$$h_7 = h_6$$

Se calculan las potencias del generador, condensador y evaporador, además del COP del sistema a partir de las ecuaciones 3.8, 3.6, 3.7 y 3.11, respectivamente.

Finalmente se comprueba que los balances de energía, masa y materia se cumplan.

3.3. Resultados y Discusión

En la figura 3.2 se muestra el GTL y el COP del transformador de calor de una etapa en función de la temperatura de generación para una temperatura de condensación T_C de 20°C , el rango de operación del ciclo es entre 70 y 75°C de temperatura de generación, esto se debe a que cuando mayor es la temperatura de generación, la concentración del fluido rico en LiBr y la producción de refrigerante aumentan cuando se mantienen fijos los demás parámetros, en este trabajo se eliminaron concentraciones mayores de LiBr mayores a 67% ya que por encima de ésta se corre el riesgo de cristalización. En un diagrama de Dühring (figura B.1) se pueden conocer a más detalle las condiciones bajo las cuales el LiBr se cristaliza.

Además en la figura 3.2 también se presentan coeficientes de operación menores a medida que el GTL aumenta ya que la temperatura de absorción incrementa, disminuyendo la capacidad del absorbedor de absorber agua, entonces las concentraciones entre las líneas que unen al absorbedor y al generador se aproximan conforme aumenta la T_A , llegando a un punto donde éstas se igualan y el sistema ya no es capaz de operar. Se muestra como al incrementarse las temperaturas del calor suministrado al sistema $T_G = T_E$, se alcanzan mayores GTL, y mayores coeficientes de operación porque como se explicó anteriormente, el aumento de T_G incrementa la producción de refrigerante. El mayor GTL que se alcanza es de 63°C , mientras que el máximo COP obtenido fue de 0.486 .

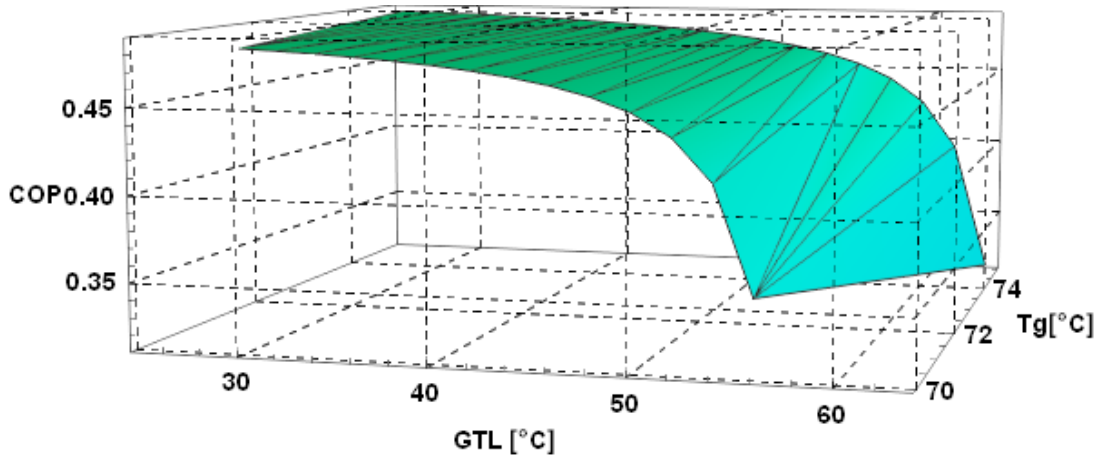


Figura 3.2: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de una etapa.

En la figura 3.3 se observa el comportamiento del coeficiente de operación y del GTL en función de la temperatura de generación T_G para una temperatura de condensación de 25°C . En esta figura se presenta una disminución del COP para condiciones iguales que la gráfica anterior, el aumento en la temperatura de condensación ocasiona un aumento en la presión del condensador y como $P_C = P_G$ el punto de saturación de la

mezcla aumenta, disminuyendo la cantidad de refrigerante producido y aumentando la concentración del LiBr en la salida del generador. A una $T_C=25^\circ\text{C}$ se observa el mismo comportamiento que con $T_C=20^\circ\text{C}$, es decir, el COP disminuye cuando incrementa el GTL, además al aumentar la temperatura de generación, incrementa el GTL y el COP. Sin embargo, a esta temperatura de condensación se opera a T_G entre 70 y 80°C ya que para las mismas condiciones se tiene una generación menor de refrigerante que en el caso anterior, aunque el mayor GTL a esta T_C es de 64°C .

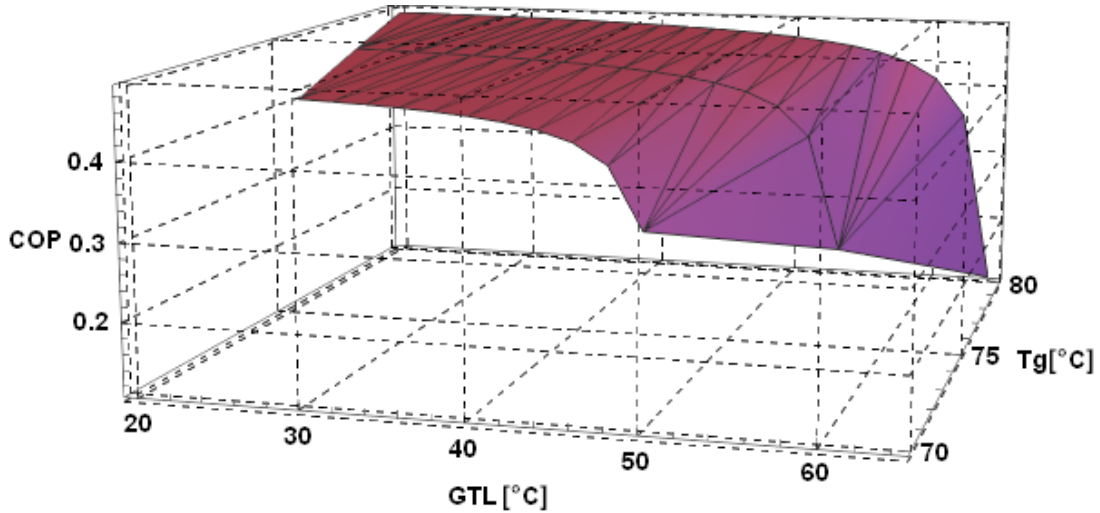


Figura 3.3: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de una etapa.

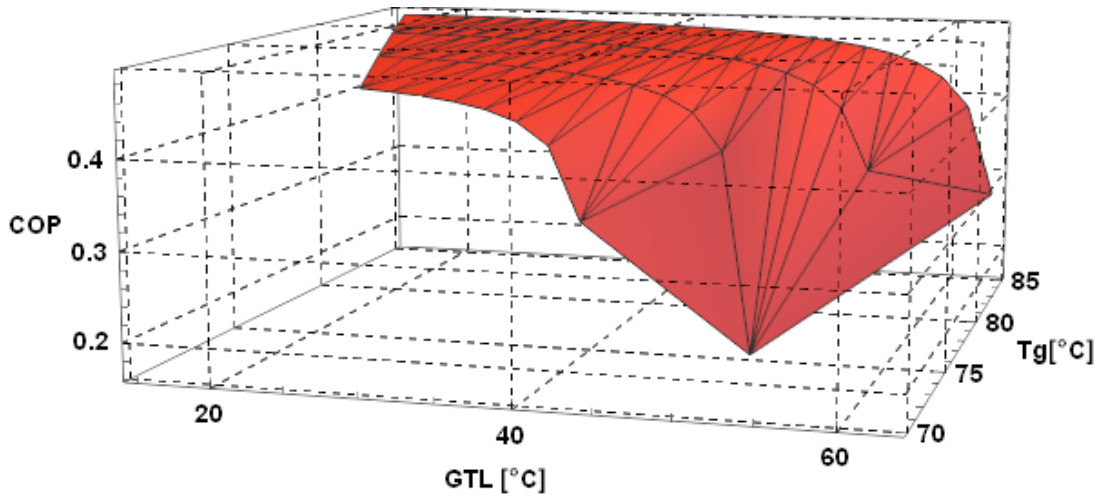


Figura 3.4: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de una etapa.

Como se puede ver en la figura 3.4 se requieren temperaturas de generación mayores

a una temperatura de condensación de 30°C . De igual forma se presentan las mismas tendencias que en las gráficas anteriores, al aumentar T_G incrementan los GTL y el COP, así como a mayores GTL se obtienen menores COP. El mayor GTL que se alcanza es de 63°C . Cabe mencionar que para las mismas condiciones, a esta temperatura de condensación se presentan COP menores, esto por las razones descritas previamente.

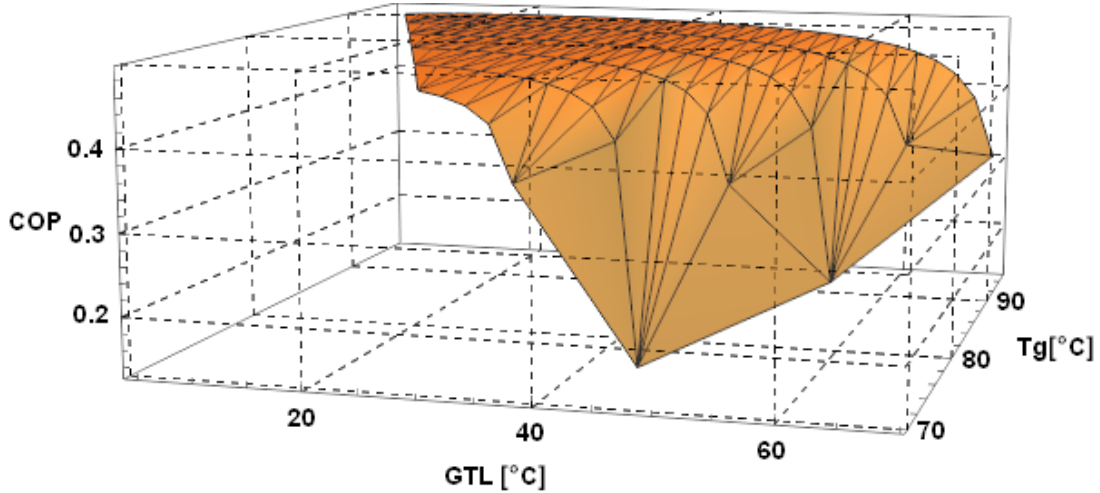


Figura 3.5: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de una etapa.

El coeficiente de operación y el GTL en función de la temperatura de generación para una temperatura de condensación de 35°C se muestran en la figura 3.5. En esta figura se presentan los mismos comportamientos que en los casos anteriores, se requieren temperaturas de generación de hasta 95°C , además de que el rango de GTL aumenta, siendo el máximo de 69°C .

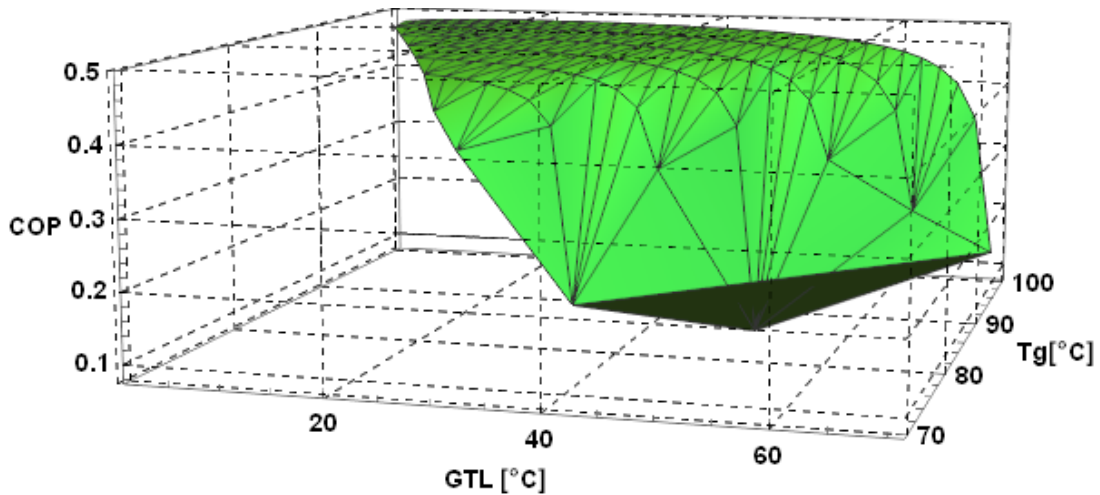


Figura 3.6: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de una etapa.

Finalmente, en la figura 3.6 se presenta el COP y el GTL en función de la temperatura de generación para una T_C de 40°C , se observan las tendencias esperadas, cabe destacar que las temperaturas de suministro de calor van entre los 70 y los 100°C , esto por las razones previamente descritas. A esta temperatura de condensación se logra el mayor GTL del sistema (70°C .)

El transformador de calor de una etapa resulta ser un sistema simple y eficiente, opera en un rango de temperaturas de generación entre 70 y 100°C . El máximo incremento de temperatura y coeficiente de operación logrados son de 70°C y 0.4901 respectivamente, ambos bajo una temperatura de condensación de 40°C . El sistema disminuye su COP cuando incrementa la temperatura de absorción, además, cuando las temperaturas de generación son mayores se observa un crecimiento en el COP y el GTL; por último, se presenta una disminución en el COP al aumentar la temperatura de condensación.

Capítulo 4

Transformador de calor de doble efecto

En el capítulo anterior se evaluó un transformador de calor de una etapa, los coeficientes de operación de éstos no son tan altos, siendo los máximos alrededor de 0.49. Es por ello que en este capítulo se propone la modelación de un sistema de doble efecto o doble generación en el cual se agrega un componente más al transformador de una etapa, produciendo refrigerante en dos ocasiones, como resultado se obtiene un aumento significativo en el COP. A continuación se describe de forma detallada el funcionamiento del sistema de doble generación, se muestra el esquema del ciclo así como sus niveles de presión y temperatura. Se enuncian las consideraciones del modelo matemático, se plantean las ecuaciones del mismo y se indican los datos de entrada para la simulación. Luego se da a conocer la secuencia de pasos que se siguió para la modelación. Se muestran gráficas a distintas temperaturas de condensación, en cada una se explica el comportamiento del sistema y se indican los valores alcanzados de COP y de GTL. Finalmente se presenta una conclusión del ciclo, mostrando los resultados más representativos.

4.1. Descripción del sistema

A diferencia de los transformadores de calor de una etapa, los de doble generación o también llamados de doble efecto, tienen un componentes más, el condensador/generador o generador/condensador. Este componente realiza dos funciones, por un lado se encarga del proceso de desorción en el que se separan el refrigerante del absorbente, y por el otro condensa el refrigerante producido en el proceso anterior.

En la figura 4.1 se observa el esquema de este ciclo, sus principales componentes son: el absorbedor, el evaporador, el condensador, el generador y el condensador/generador. Cabe destacar que cuando se hace referencia a generador/condensador significa que el proceso que realiza en ese momento es el de generar refrigerante, mientras que si es

llamado condensador/generador se lleva a cabo el proceso de condensación.

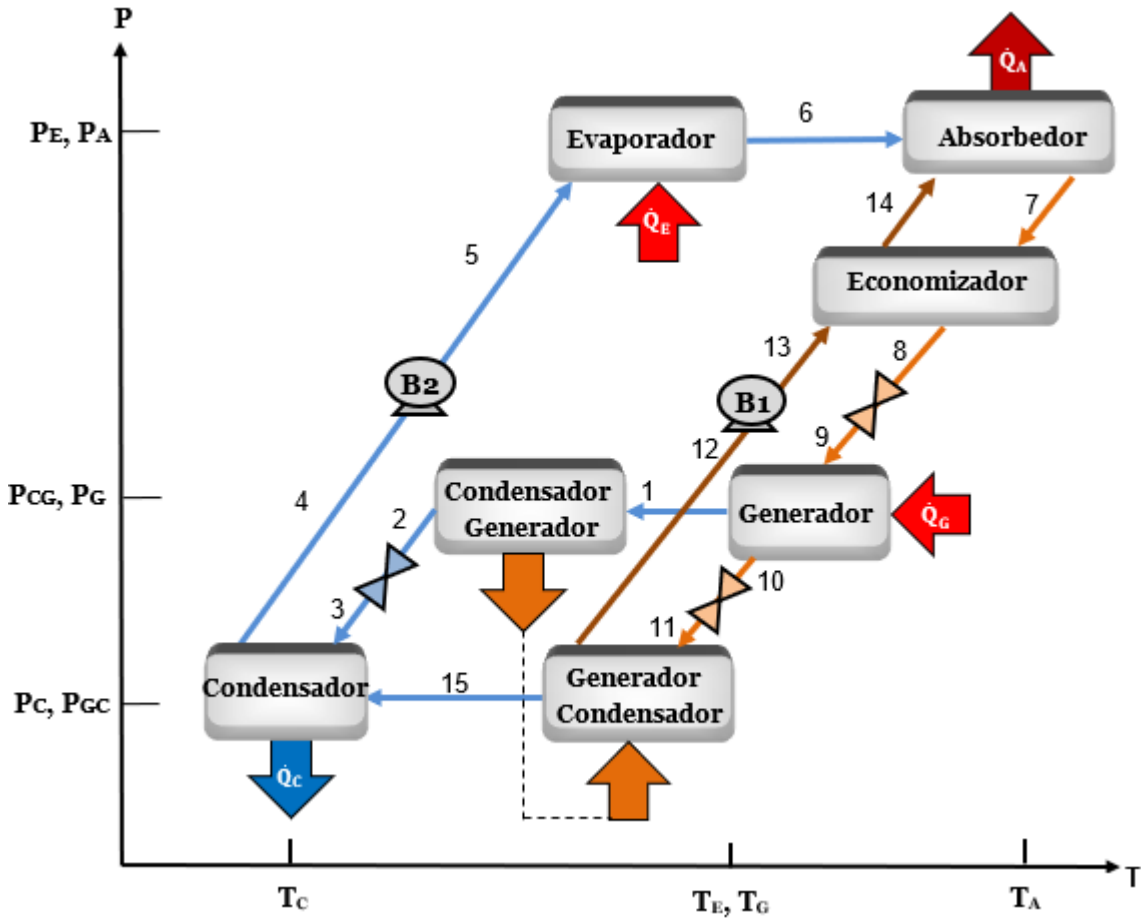


Figura 4.1: Transformador de calor de doble efecto.

El funcionamiento del ciclo de acuerdo con la figura 4.1 es el siguiente: una mezcla fluido de trabajo (agua)-absorbente (LiBr) se introduce en el generador, componente en el que se proporciona una cantidad de calor \dot{Q}_G a una temperatura y presión intermedia (T_G, P_{CG}) para separar la mezcla, de tal manera que el fluido de trabajo sale como vapor sobrecalentado en el punto 1, mientras que la solución se encuentra en un estado de saturación en el punto 10. El fluido de trabajo vaporizado se licua en el condensador/generador al extraerle energía (punto 2), esta energía se recupera completamente en el generador/condensador para realizar la segunda generación a una presión baja P_C ; entonces en el generador/condensador se vaporiza el fluido de trabajo (punto 15) y en el punto 12 se obtiene una solución rica en absorbente que es bombeada hacia el absorbedor. El fluido de trabajo doblemente vaporizado (punto 15) y el licuado (punto 3) entran al segundo condensador a una temperatura y presión bajas, aquí se le extrae una cantidad de energía \dot{Q}_C , por lo que en el punto 4 se obtiene un líquido saturado que es bombeado hasta la presión del evaporador. En el punto 6 el fluido es un vapor

saturado debido a la adición de una cantidad de calor \dot{Q}_E . Finalmente, en el absorbedor, el vapor se mezcla de nuevo con la solución concentrada previamente precalentada por el intercambiador de calor o economizador (punto 14), liberando una cantidad de calor \dot{Q}_A a alta temperatura T_A , el cual podrá ser utilizado como calor útil para cualquier fin que se desee utilizar. Entonces en el punto 7 se obtiene una solución diluida (con baja concentración de LiBr) que se estrangula hasta la presión del generador (punto 9) dando inicio de nuevo el proceso.

En la figura 4.1 también se observan los niveles de temperatura y presión del sistema, se tienen tres niveles de presión y temperatura, siendo la temperatura más baja la del condensador, la intermedia la del generador y evaporador y la más elevada la del absorbedor, mientras que la presión más baja se encuentra en el condensador, la intermedia en el condensador/generador y finalmente la más alta es la del evaporador. Se considera que el mismo calor de desecho se suministrará tanto al evaporador como al generador.

4.2. Modelo matemático

Al igual que el ciclo anterior, éste se modeló en el software EES, las consideraciones del modelo se encuentran enumeradas a continuación:

Consideraciones del modelo matemático:

1. Se consideran condiciones de equilibrio termodinámico para el cálculo de las propiedades del sistema.
2. El ciclo opera en estado estacionario.
3. El absorbente no se evapora en ningún punto del ciclo, por lo que se prescinde del rectificador.
4. La solución está en estado de saturación a la salida del generador, el absorbedor y el generador/condensador, mientras que el fluido de trabajo se encuentra en condiciones de saturación a la salida del condensador, el evaporador y el condensador/generador.
5. No se considera intercambio de calor con los alrededores en los componentes, ni en la tubería.
6. Se desprecian las pérdidas de presión por fricción en todo el sistema.
7. El proceso de bombeo de solución se considera isentrópico.
8. El proceso de estrangulamiento en la válvula se considera isoentálpico.

9. Las concentraciones están expresadas en masa del absorbente (LiBr).
10. El calor que sale del condensador/generador es utilizado en el generador/condensador.
11. La temperatura de salida del generador/condensador la calcula el programa en función de la condición anterior.

Ecuaciones del ciclo:

La subrutina del ciclo está basada en balances de masa, energía y materia en cada uno de los componentes del sistema, los cuales se presentan en seguida:

Balances de masa:

Absorbedor:

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_7 \quad (4.1)$$

Condensador:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{15} = \dot{m}_4 \quad (4.2)$$

Generador:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{10} \quad (4.3)$$

Generador/Condensador

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{15} \quad (4.4)$$

Balances de materia:

Absorbedor:

$$\dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_{14} X_{14} = \dot{m}_7 X_7 \quad (4.5)$$

Generador:

$$\dot{m}_9 X_9 = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_{10} X_{10} \quad (4.6)$$

Generador/Condensador

$$\dot{m}_{11} X_{11} = \dot{m}_{12} X_{12} + \dot{m}_{15} X_{15} \quad (4.7)$$

Balances de energía:

Absorbedor:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_A \quad (4.8)$$

Condensador:

$$\dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_C \quad (4.9)$$

Condensador/Generador:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_{CG} \quad (4.10)$$

Evaporador

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_E = \dot{m}_6 h_6 \quad (4.11)$$

Generador:

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (4.12)$$

Generador/Condensador:

$$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_{CG} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{15} h_{15} \quad (4.13)$$

Economizador:

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{14} h_{14} \quad (4.14)$$

Efectividad del economizador

De acuerdo con la figura 4.1, se define la efectividad del economizador de este ciclo como:

$$\varepsilon = \frac{h_{14} - h_{13}}{h_7 - h_{13}} \quad (4.15)$$

Coefficiente de Operación

Dado que la energía extraída en el condensador/generador es recuperada completamente en el generador/condensador, entonces el COP del ciclo es el mismo que el de simple efecto, entonces:

$$COP = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_E + \dot{Q}_G + W_{B1} + W_{B2}} \quad (4.16)$$

Datos de entrada

En la siguiente tabla se presentan los datos de entrada, el rango de operación y los incrementos de temperatura que se utilizaron para la simulación del ciclo:

Tabla 4.1: Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de doble efecto.

Variable	Rango de operación	Pasos
T_A (°C)	100-194	2
T_C (°C)	20-40	5
T_G (°C)	75-130	5
T_{CG} (°C)	50-100	1
η	0.8	-
Q_A (kW)	10	-

Algoritmo de solución

A continuación se presenta cada uno de los pasos que se siguieron para la modelación del ciclo:

De la condición 1:

$$T_1 = T_6 = T_{10} = T_G$$

$$T_2 = T_{CG}$$

$$T_4 = T_c$$

$$T_7 = T_a$$

Por la condición 9:

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 = X_{15} = 0$$

Una calidad de vapor de 0 indica que se encuentra en estado de líquido saturado, mientras que 1 es vapor saturado. Tomando en cuenta el enunciado 4:

$$q_2 = q_4 = 0$$

$$q_6 = 1$$

$$P_2 = P_{sat}(T_2)$$

$$P_4 = P_{sat}(T_4)$$

$$P_6 = P_{sat}(T_6)$$

Se calculan las entalpías en los puntos 2, 4 y 6 como:

$$h_2 = h(T_2, q_2)$$

$$h_4 = h(T_4, q_4)$$

$$h_6 = h(T_6, q_6)$$

Por la consideración 6:

$$P_2 = P_1 = P_9 = P_{10}$$

$$P_4 = P_3 = P_{11} = P_{12} = P_{15}$$

$$P_6 = P_5 = P_7 = P_8 = P_{13} = P_{14}$$

Considerando que el fluido de trabajo se encuentra en condiciones de sobrecalentamiento a la salida del generador y del generador/condensador, la entalpía en el punto 1 y 15 se obtienen de la siguiente manera:

$$h_1 = h(T_1, P_1)$$

$$h_{15} = h(T_{15}, P_{15})$$

De la condición 4:

$$X_7 = X(T_7, P_7)$$

$$X_{10} = X(T_{10}, P_{10})$$

$$X_{10} = X_{11}$$

$$X_{12} = X(T_{12}, P_{12})$$

Tomando en cuenta que no hay intercambio de masa entre las líneas que une al generador/condensador con el absorbedor, ni entre el generador y el absorbedor:

$$X_7 = X_8 = X_9$$

$$X_{12} = X_{13} = X_{14}$$

Se calculan las entalpías en el punto 7, 10 y 12 mediante:

$$h_7 = h(T_7, X_7)$$

$$h_{10} = h(T_{10}, X_{10})$$

$$h_{12} = h(T_{12}, X_{12})$$

Se obtienen el volumen específico en el punto 4 y el 12 con:

$$v_4 = v(T_4, q_4)$$

$$v_{12} = v(T_{12}, X_{12})$$

De la expresión 8:

$$h_3 = h_2$$

$$h_{10} = h_{11}$$

El trabajo de las bombas en función de las presiones es:

$$W_{B1} = v_{12}(P_{13} - P_{12})$$

$$W_{B2} = v_4(P_5 - P_4)$$

Por la consideración 7:

$$h_5 = W_{B2} + h_4$$

$$h_{13} = W_{B1} + h_{12}$$

Se obtiene h_{14} de la ecuación 4.15.

Se resuelve el sistema formado por 4.1, 4.5 y 4.8 para obtener \dot{m}_6, \dot{m}_7 y \dot{m}_{14} .

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_7 &= \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \\ \dot{m}_{14} &= \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}\end{aligned}$$

Se obtiene h_8 de la relación 4.14 y por la consideración 8:

$$h_8 = h_9$$

Resolviendo el sistema formado por 4.3 y 4.6 se consigue el valor de \dot{m}_1 y \dot{m}_{10} , entonces por la condición 2:

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \\ \dot{m}_{10} &= \dot{m}_{11}\end{aligned}$$

Utilizando la relación 4.4 se obtiene el valor de \dot{m}_{15} .

Se igualan las ecuaciones 4.10 y 4.13, se realizan iteraciones para encontrar la temperatura 12 ($T_{12} = T_{15}$) que satisfaga la igualdad.

Se calculan las potencias del generador, condensador, evaporador y condensador/generador, además del COP del sistema a partir de las ecuaciones 4.12, 4.9, 4.11, 4.10 y 4.16, respectivamente.

Finalmente se comprueba que los balances de energía, masa y materia se cumplan.

4.3. Resultados y Discusión

En la figura 4.2 se muestra el GTL y el COP del transformador de calor de doble efecto en función de la temperatura de generación para una temperatura de condensación T_C de 20°C. El ciclo opera en un rango de temperatura de generación entre 75 y 130°C, concentraciones de LiBr por encima de 67 % fueron eliminadas debido a la cristalización de este compuesto. Se puede observar como al incrementar el GTL, el coeficiente de operación del sistema disminuye, esto porque el GTL está directamente relacionado a la temperatura de absorción, entonces cuando ésta aumenta se pierde la capacidad de absorber refrigerante lo que se ve directamente reflejado en el aumento de concentración de LiBr en el punto 7 de la figura 4.1, llegando a un punto donde ya no se cumple la condición de ser este el punto más diluido (menor concentración de LiBr), momento en el cual el sistema ya no puede operar.

En la figura 4.2 también se observa que al suministrar temperaturas mayores al sistema $T_G = T_E$, el rango de GTL y el COP incrementan al mantener los demás parámetros, ya que se tiene una producción de refrigerante mayor en el generador (punto 1 de la figura 4.1) y por lo tanto la concentración de LiBr en el punto 10 es mayor. Se alcanzan GTL de entre 3 y 64°C, mientras que se obtienen COP de entre 0.3426 y 0.6306.

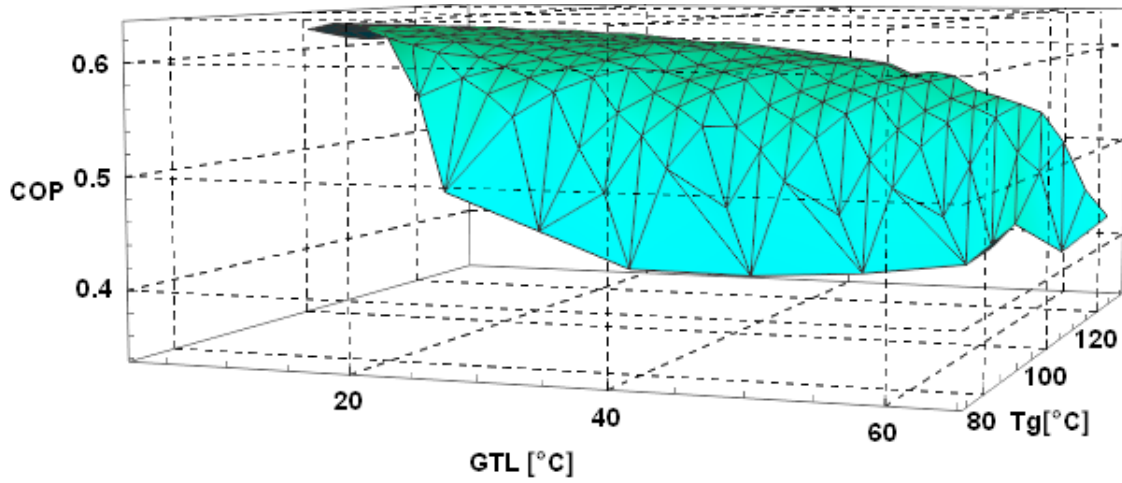


Figura 4.2: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de doble efecto.

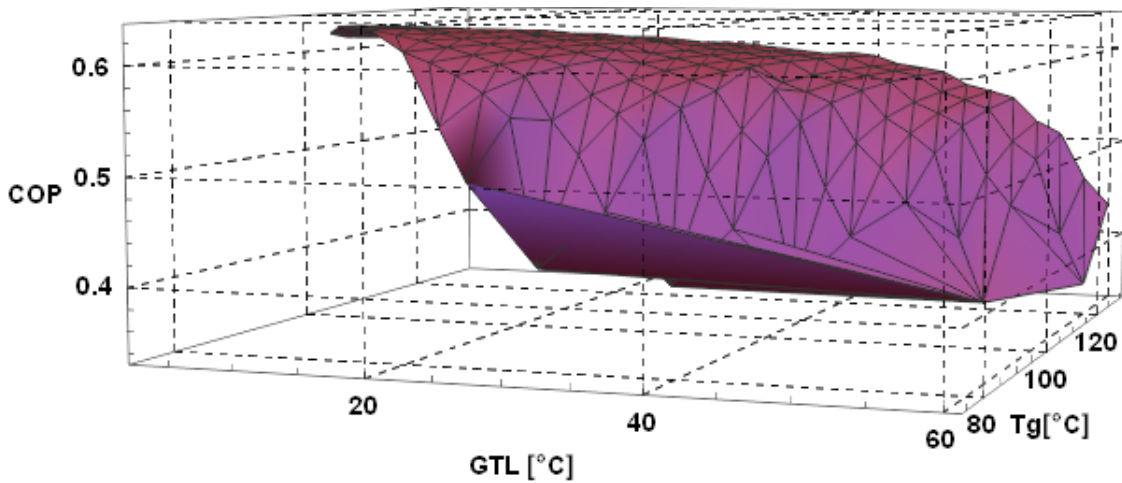


Figura 4.3: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de doble efecto.

El COP y el GTL en función de la temperatura de generación para una temperatura de generación de 25°C se pueden ver en la figura 4.3, se manifiesta el mismo comportamiento que en el caso anterior. A esta T_C se opera en el mismo rango de temperatura de generación, se alcanzan GTL menores en 4°C y COP similares que en el caso anterior (entre 0.3361-0.6313).

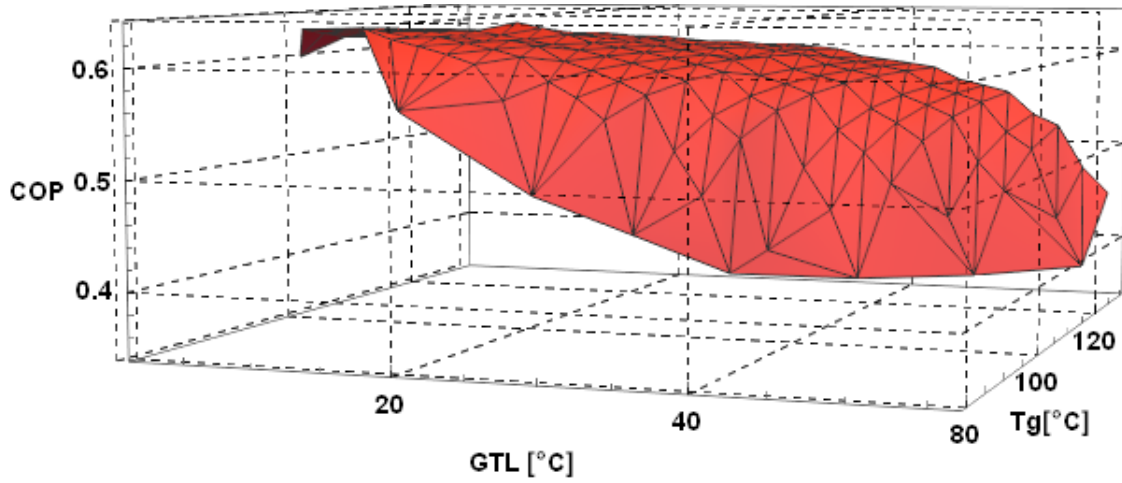


Figura 4.4: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de doble efecto.

Los parámetros de operación del ciclo para una temperatura de condensación de 30°C se observan en la figura 4.4, se nota como el GTL y el COP son mayores cuando se tiene una temperatura de generación mayor, así como también se obtienen COP menores al incrementar el GTL, esto por las razones previamente explicadas. A esta temperatura de condensación no se alcanzan a tener temperaturas de generación tan bajas como en los casos anteriores, siendo la menor de 80°C , ya que al incrementar T_C aumenta también $P_C = P_{GC}$ y se produce una menor cantidad de refrigerante en el generador/condensador, ocasionando que la concentración de LiBr en el punto 12 del ciclo sea menor a una T_G de 30°C . Se obtienen un GTL máximo de 56°C y un COP que va de entre 0.3438 y 0.6359.

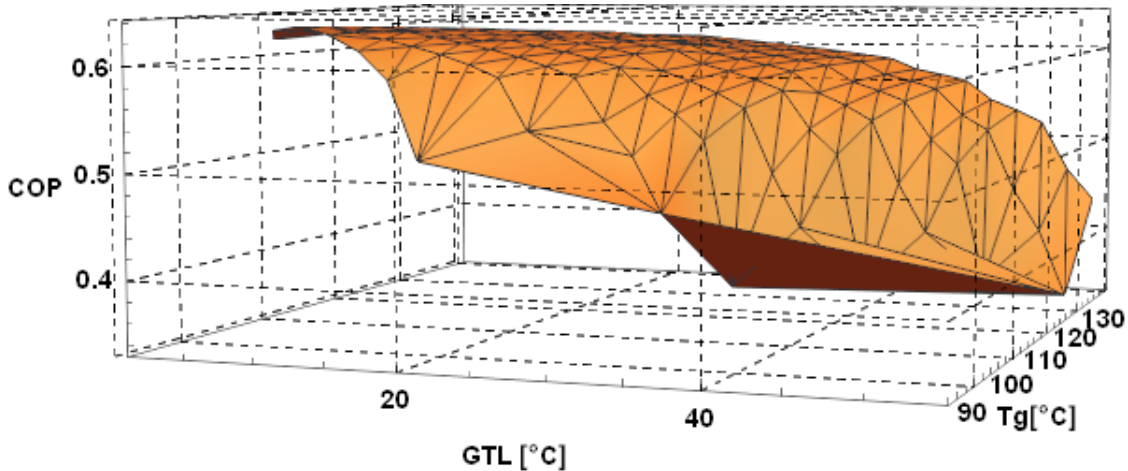


Figura 4.5: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de doble efecto.

En la figura 4.5 se muestra el COP y el GTL en función de la temperatura de generación para una temperatura de condensación de 35 °C, se presenta el mismo comportamiento que en los casos anteriores, aunque se presentan un GTL máximo de 54°C y COP entre 0.335 y 0.6361. A esta T_C se opera en un rango de temperaturas de generación entre 85 y 130 °C.

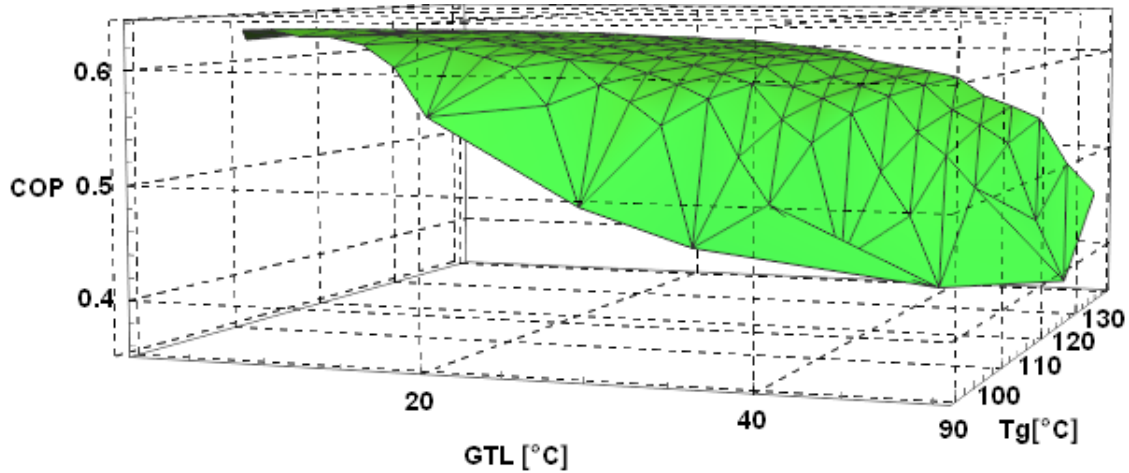


Figura 4.6: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de doble efecto.

Por último se observa una tendencia similar que en los casos anteriores en el COP y el GTL para una temperatura de condensación de 40°C (figura 4.6), el rango de GTL es entre 2 y 50°C y el COP se encuentra entre 0.3565 y 0.6368, se opera con en un intervalo de temperatura de generación entre 90 y 130°C.

El transformador de calor de doble generación o doble efecto tiene un componente extra que lo hace más complejo que el de una etapa, sin embargo, presenta una ventaja significativa al aumentar los coeficientes de operación por encima de 0.63 (29.77% mayores que los de una etapa), ya que con el mismo calor suministrado al sistema se realiza una doble generación de refrigerante aumentando así su COP. Éstos alcanzan incrementos de temperatura menores que los ciclos de una etapa, siendo el máximo de 64°C y operan en un rango de temperatura de generación entre 75 y 130°C. El COP y el GTL del ciclo incrementan con el aumento de la temperatura de generación, mientras que a temperaturas de absorción más elevadas, es decir, mayores GTL, se tienen coeficientes de operación menores, cabe mencionar que a medida que aumenta la temperatura de condensación, el sistema va disminuyendo su rango de operación de temperaturas de generación.

Capítulo 5

Transformador de calor de doble etapa

En capítulos anteriores se analizaron transformadores de calor de una etapa y de doble efecto, ambos sistemas, presentan coeficientes de operación por encima de 0.49, sin embargo, no alcanzan incrementos de temperatura mayores a 70°C . Para algunas aplicaciones se busca maximizar el GTL de los ciclos puesto que ciertos procesos requieren de temperaturas más elevadas, es por ello que se plantea el análisis de un transformador de calor de doble absorción o doble etapa. En el presente capítulo se describe de forma detallada el funcionamiento del sistema propuesto, se muestra el esquema del ciclo así como sus niveles de presión y temperatura. Luego, se enuncian las consideraciones del modelo matemático, se plantean las ecuaciones del mismo y se establecen los datos de entrada para la simulación, además se presenta el algoritmo de solución del ciclo. También se muestran gráficas a distintas condiciones de operación, se explica el comportamiento de cada una de ellas y se enuncia una conclusión final a manera de resumen del funcionamiento de estos sistemas.

5.1. Descripción del sistema

Un transformador de calor de doble absorción o doble etapa, llamado así por tener dos absorbedores, consiste básicamente de los mismos elementos que uno de una etapa, con la diferencia que se incluye un elemento adicional: el absorbedor/evaporador o evaporador/absorbedor, en este se llevan a cabo dos procesos, una sección se encarga de absorber el refrigerante y la otra de evaporarlo.

El diagrama de este sistema se puede observar en la figura 5.1 donde se nota como el calor que sale del absorbedor/evaporador es recuperado completamente en el componente evaporador/absorbedor, por lo que no se requiere energía extra para trabajar con este ciclo. Cabe mencionar que cuando se hace referencia al evaporador/absorbedor el proceso que se lleva a cabo en ese momento es el de evaporación, mientras que cuando

se habla de absorbedor/evaporador el proceso es el de absorción.

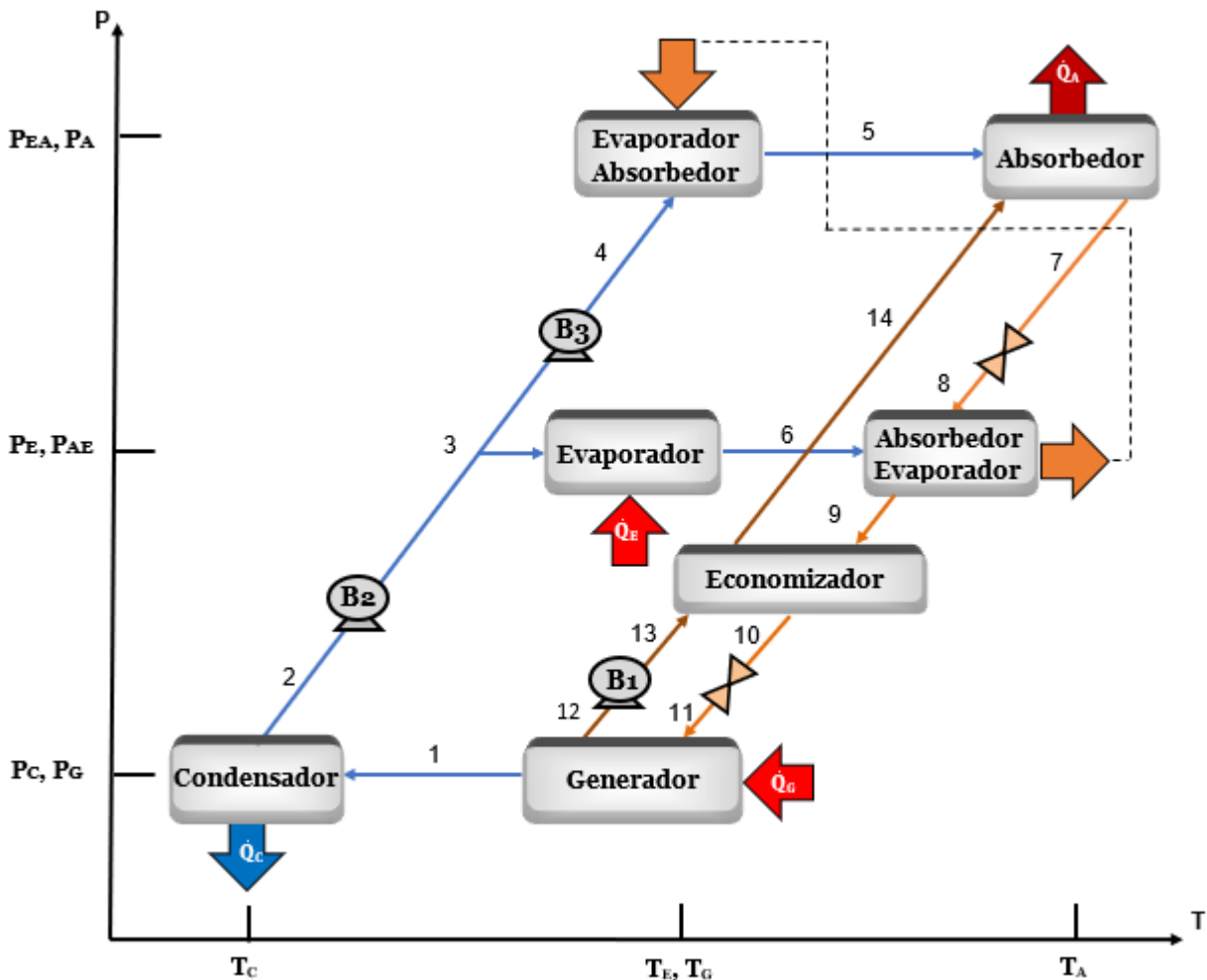


Figura 5.1: Transformador de calor de doble absorción.

El funcionamiento de este ciclo de acuerdo con la figura 5.1 es el siguiente: en el generador se encuentra una mezcla de agua-LiBr, al ingresar una cantidad de calor a una temperatura intermedia \dot{Q}_G y baja presión P_G , la mezcla se separa, la solución rica en absorbente (punto 12) es bombeada y precalentada en el economizador hasta la presión del absorbedor (punto 14); por otra parte, el vapor de agua (punto 1) pasa directamente al condensador donde al extraerle una cantidad de calor \dot{Q}_C se vuelve un líquido en estado de saturación, este líquido es bombeado primero hasta la presión del evaporador (punto 3) y después a la del evaporador/absorbedor (punto 4). En el punto 6 se tendrá vapor saturado debido a la adición de calor \dot{Q}_E , éste se mezcla con la solución pobre en absorbente (punto 8) en el absorbedor/evaporador liberando una cantidad de calor que será aprovechada en su totalidad en el evaporador/absorbedor. Finalmente, el fluido vaporizado en el punto 5 se mezcla con la solución rica en absorbente (punto

14) en el absorbedor, liberando una cantidad de energía \dot{Q}_A a alta temperatura T_A , el cual puede ser aprovechado posteriormente para otro fin. Así, en el punto 7 sale una solución pobre en absorbente que se estrangula hasta la presión del generador (punto 11) para iniciar el ciclo de nuevo.

Los niveles de temperatura y presión de este ciclo se encuentran en la figura 5.1, se tienen tres niveles de presión y tres niveles de temperatura, siendo la más baja la del condensador, la intermedia la del evaporador y la más elevada la del absorbedor. Se considera que el mismo calor a temperatura intermedia se suministrará tanto al evaporador como al generador.

5.2. Modelo matemático

El transformador de calor de doble etapa fue modelado en el software EES, las ecuaciones, consideraciones y la secuencia del modelo se encuentran a continuación:

Consideraciones del modelo matemático:

1. Se consideran condiciones de equilibrio termodinámico para el cálculo de las propiedades del sistema.
2. El ciclo opera en estado estacionario.
3. El absorbente no se evapora en ningún punto del ciclo, por lo que se prescinde del rectificador.
4. El fluido de trabajo se encuentra en condiciones de saturación a la salida del condensador, del evaporador y del evaporador/absorbedor. La solución está en estado de saturación a la salida del generador, del absorbedor/evaporador y del absorbedor.
5. No se considera intercambio de calor con los alrededores, ni en la tubería.
6. Se desprecian las pérdidas de presión por fricción en todo el sistema.
7. El proceso de bombeo de solución se considera isentrópico.
8. El proceso de estrangulamiento en la válvula se considera isentálpico.
9. Las concentraciones están expresadas en masa del absorbente (LiBr).
10. El calor que sale del absorbedor/evaporador es utilizado en su totalidad en el evaporador/absorbedor.
11. La temperatura de salida del evaporador/absorbedor la calcula el programa en función de la condición anterior.

Ecuaciones del ciclo:

El modelo matemático se hizo a través de balances de masa, materia y energía en cada componente del ciclo, a continuación de encuentran las ecuaciones resultantes de los balances:

Balances de masa:

Absorbedor:

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{14} = \dot{m}_7 \quad (5.1)$$

Generador:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{12} \quad (5.2)$$

Absorbedor/Evaporador

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (5.3)$$

Balances de materia:

Absorbedor:

$$\dot{m}_5 X_5 + \dot{m}_{14} X_{14} = \dot{m}_7 X_7 \quad (5.4)$$

Generador:

$$\dot{m}_{11} X_{11} = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_{12} X_{12} \quad (5.5)$$

Absorbedor/Evaporador

$$\dot{m}_6 X_6 + \dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_9 X_9 \quad (5.6)$$

Balances de energía:

Absorbedor:

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{Q}_A \quad (5.7)$$

Condensador:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_C \quad (5.8)$$

Evaporador

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_E = \dot{m}_6 h_6 \quad (5.9)$$

Generador:

$$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (5.10)$$

Economizador:

$$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{14} h_{14} \quad (5.11)$$

Absorbedor/Evaporador

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{AE} \quad (5.12)$$

Evaporador/Absorbedor

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_{AE} = \dot{m}_5 h_5 \quad (5.13)$$

Efectividad del economizador

$$\varepsilon = \frac{h_{14} - h_{13}}{h_9 - h_{13}} \quad (5.14)$$

Coefficiente de Operación

$$COP = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_E + \dot{Q}_G + W_{B1} + W_{B2} + W_{B3}} \quad (5.15)$$

Relación de flujo en el absorbedor/evaporador

$$FR_{ae} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_6} \quad (5.16)$$

Relizando un balance de masa y materia en este componente, se puede expresar la ecuación anterior en función de sus concentraciones:

$$FR_{ae} = \frac{X_9 - X_6}{X_8 - X_9} \quad (5.17)$$

Datos de entrada

En la siguiente tabla se presentan los datos de entrada, el rango de operación y los incrementos de temperatura que se utilizaron para la simulación del ciclo:

Tabla 5.1: Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de doble etapa.

Variable	Rango de operación	Pasos
T_A (°C)	102-218	2
T_C (°C)	20-40	5
T_G (°C)	70-100	5
T_{AE} (°C)	100-150	1
η	0.8	-
Q_A (kW)	10	-

Algoritmo de solución

La secuencia del código para simular el transformador de calor de doble etapa se enuncia enseguida:

De la condición 1:

$$T_1 = T_{12} = T_6 = T_G$$

$$T_2 = T_C$$

$$T_7 = T_A$$

$$T_9 = T_{AE}$$

Por la condición 9:

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 = 0$$

De la expresión 4 (0=líquido saturado, 1= vapor saturado):

$$q_2 = 0$$

$$q_5 = q_6 = 1$$

$$P_2 = P_{sat}(T_2)$$

$$P_5 = P_{sat}(T_5)$$

$$P_6 = P_{sat}(T_6)$$

A partir de las propiedades ya calculadas, se obtienen las entalpías de los puntos 2, 6 y 5:

$$h_2 = h(T_2, q_2)$$

$$h_5 = h(T_5, q_5)$$

$$h_6 = h(T_6, q_6)$$

Por la consideración 6:

$$P_2 = P_1 = P_{11} = P_{12}$$

$$P_5 = P_4 = P_7 = P_{13} = P_{14}$$

$$P_6 = P_3 = P_8 = P_9 = P_{10}$$

Considerando que a la salida del generador, el agua sale como vapor sobrecalentado, este punto se calcula como:

$$h_1 = h(T_1, P_1)$$

De la condición 4:

$$X_7 = X(T_7, P_7)$$

$$X_9 = X(T_9, P_9)$$

$$X_{12} = X(T_{12}, P_{12})$$

Tomando en cuenta que no hay intercambio de masa entre una de las líneas que conecta al generador del absorbedor:

$$X_7 = X_8$$

$$X_9 = X_{10} = X_{11}$$

$$X_{12} = X_{13} = X_{14}$$

A continuación se calculan las entalpías en los puntos 7, 9 y 12:

$$h_7 = h(T_7, X_7)$$

$$h_9 = h(T_9, X_9)$$

$$h_{12} = h(T_{12}, X_{12})$$

De la expresión 8:

$$h_7 = h_8$$

Se obtiene el volumen específico de 2 y 12:

$$v_2 = v(T_2, q_2)$$

$$v_{12} = v(T_{12}, X_{12})$$

El trabajo de las bombas en función de sus presiones es:

$$W_{B1} = v_{12}(P_{13} - P_{12})$$

$$W_{B2} = v_2(P_3 - P_2)$$

$$W_{B3} = v_3(P_4 - P_3)$$

Por la consideración 7:

$$h_{13} = h_{12} + W_{B1}$$

$$h_3 = h_2 + W_{B2}$$

$$v_3 = v(P_3, h_3)$$

$$h_4 = h_3 + W_{B3}$$

Se obtiene h_{14} de la ecuación 5.14.

Se resuelve el sistema formado por 5.1, 5.4 y 5.7 para obtener \dot{m}_5, \dot{m}_7 y \dot{m}_{14} .

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$$

Se calcula la relación de flujo en el absorbedor/evaporador en función de sus concentraciones (ecuación 5.17) y de obtiene \dot{m}_6 de la relación 5.16.

Mediante la igualdad 5.3 se obtiene el valor de \dot{m}_9 y se calcula el valor de \dot{m}_1 de la ecuación 5.2.

Por la condición 2:

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \\ \dot{m}_9 &= \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}\end{aligned}$$

Se obtiene h_{10} de la relación 5.11 y por el enunciado 8:

$$h_{10} = h_{11}$$

Se igualan las ecuaciones 5.12 y 5.13, se realizan iteraciones para encontrar la temperatura 5 que satisfaga la igualdad.

Se calculan las potencias del generador, condensador, evaporador y absorbedor/evaporador, además del COP del sistema a partir de las ecuaciones 5.10, 5.8, 5.9, 5.12 y 5.15, respectivamente.

Finalmente se comprueba que los balances de energía, masa y materia se cumplan.

5.3. Resultados y Discusión

En la figura 5.2 se presenta el coeficiente de operación y el GTL del sistema para una T_C de 20 °C, se observa como al incrementar el GTL el rendimiento del sistema disminuye, esto es porque como se describió en el capítulo 2, el GTL es una diferencia entre la temperatura del calor suministrado y la extraída, por tanto cuando aumenta GTL también aumenta la temperatura de absorción. Un aumento en T_A provoca un aumento en P_A y una disminución de la capacidad de absorción de este elemento, es decir, una menor concentración de LiBr de la línea que va del absorbedor al absorbedor/evaporador.

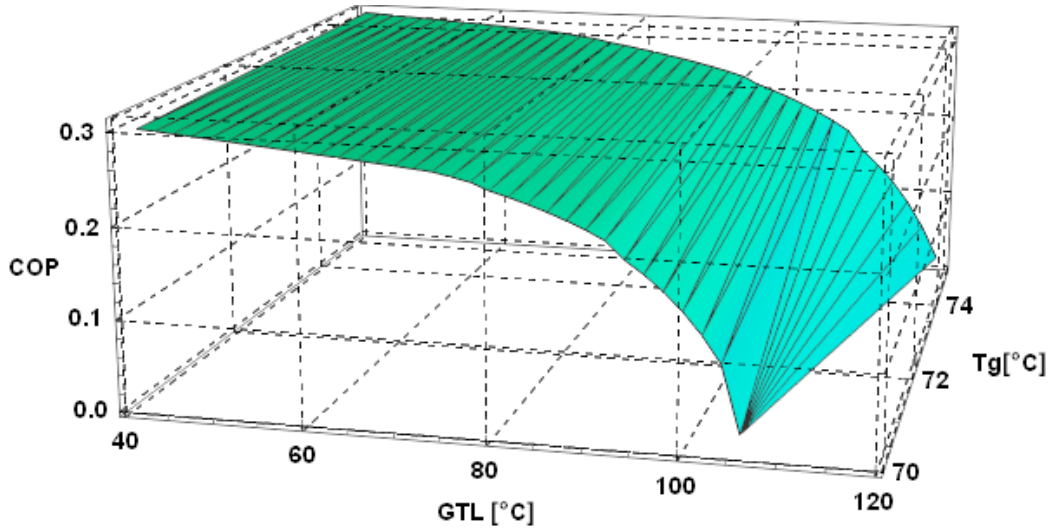


Figura 5.2: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de doble etapa.

Al incrementar la temperatura de generación, el coeficiente de operación del ciclo mejora, así mismo se alcanzan GTL mayores, esto se puede observar en la figura 5.2, ya que se tiene una mayor producción de refrigerante en el generador, lo que a su vez ocasiona un incremento en la potencia extraída en el absorbedor. A una temperatura de condensación de 20°C sólo se tienen temperaturas de generación de 70 y 75°C, el máximo COP y GTL alcanzados son de 0.308 y 119°C respectivamente.

Bajo las mismas condiciones de operación, pero incrementando la temperatura de condensación, se obtienen COP menores, esto porque al incrementar la temperatura de condensación, incrementa también la presión en el condensador y en el generador. Un incremento de presión provoca una menor producción de refrigerante lo que disminuye directamente la potencia del absorbedor, en este caso, al ser un parámetro de entrada lo que se modifica son las potencias del evaporador y del generador. En la figura 5.3 podemos observar el comportamiento descrito anteriormente, a la temperatura de condensación de 25°C se tienen temperaturas de generación entre 70 y 80°C y se presentan COP y GTL máximos de 0.3143 y 118°C respectivamente.

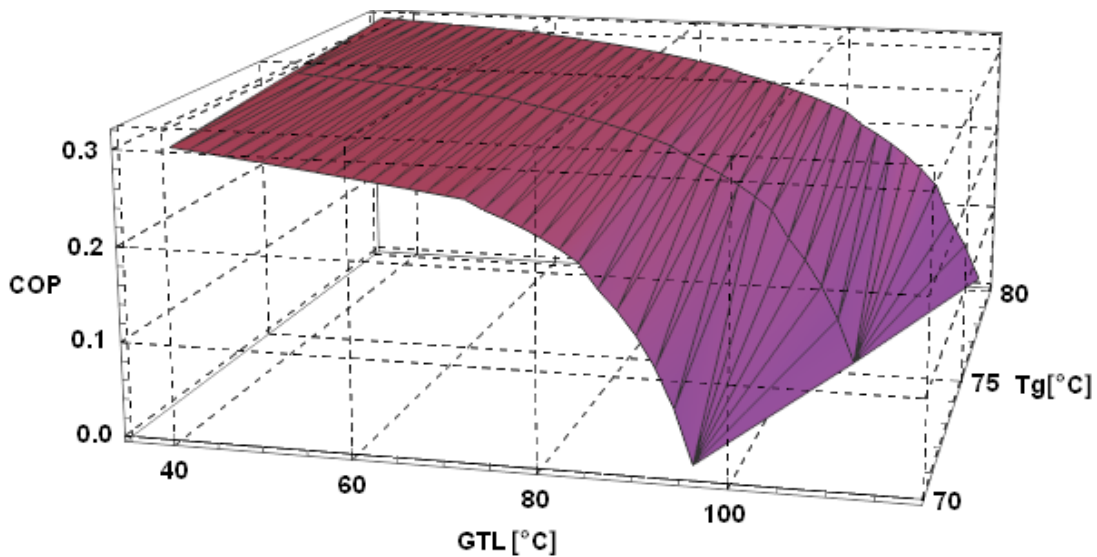


Figura 5.3: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de doble etapa.

El coeficiente de operación y el GTL para una temperatura de condensación de 30°C se muestran en la figura 5.4, se presentan las mismas tendencias que en los casos anteriores, aunque ya se alcanzan temperaturas de generación hasta de 85°C, el máximo GTL logrado a esta T_C es de 117°C y el mayor COP es 0.3189.

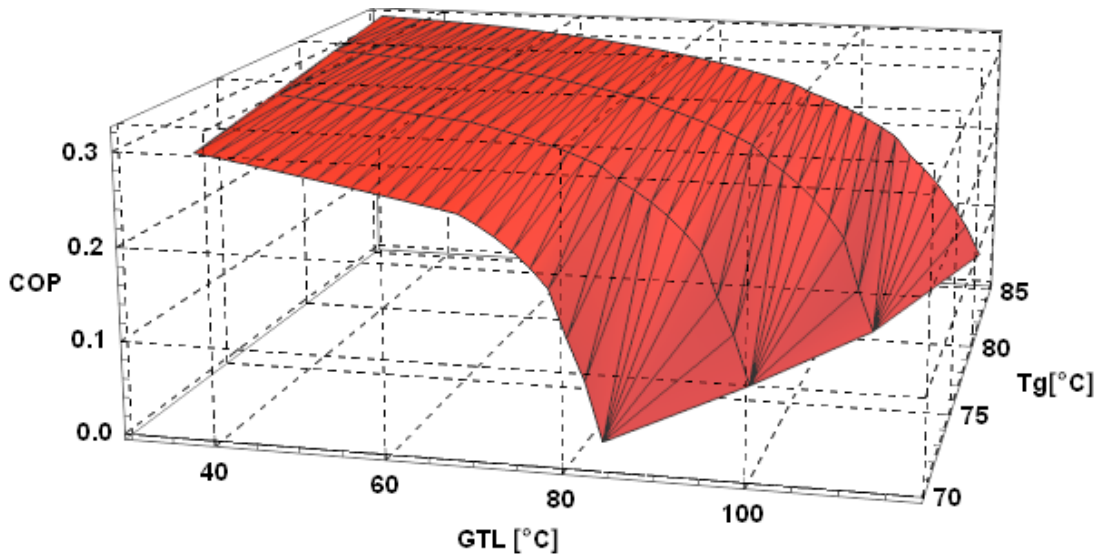


Figura 5.4: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de doble etapa.

En la figura 5.5 se muestra el comportamiento del transformador de calor de doble etapa para una temperatura de condensación de 35°C , se observa un notorio aumento en el rango de operación del sistema, logrando temperaturas de generación de 95°C , es por ello que a esta T_C se encuentra el máximo GTL posible del sistema con un valor de 123°C , por otro lado, el mayor COP alcanzado es de 0.3227.

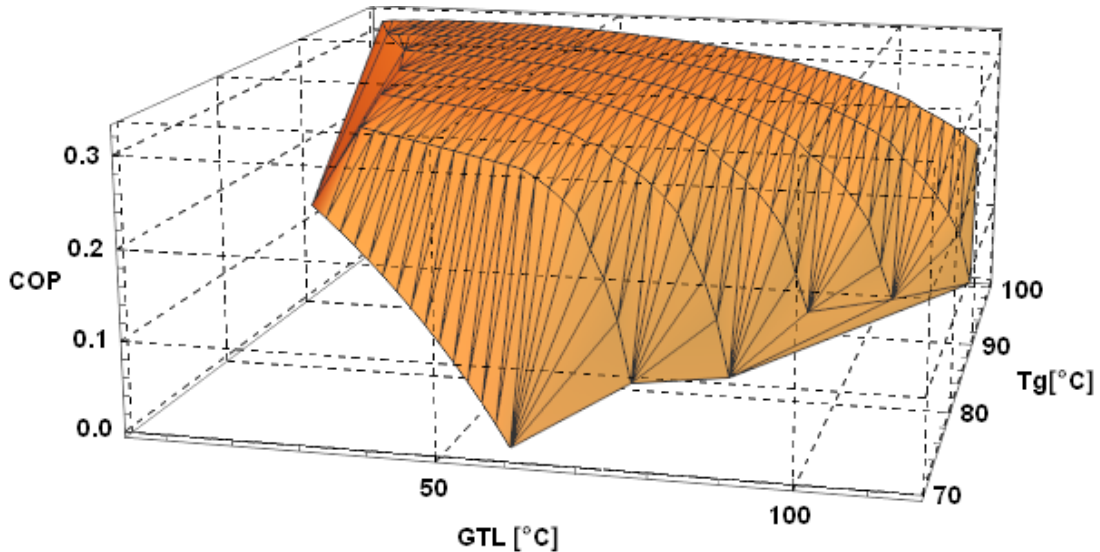


Figura 5.5: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de doble etapa.

Finalmente en la figura 5.6 aparece el COP y GTL del sistema para una temperatura

de condensación de 40°C , bajo esta T_C se tiene el mayor rango de operación del ciclo, teniendo temperaturas de generación de entre 70 y 100°C . Se nota además el mismo comportamiento que en las gráficas anteriores. A esta temperatura de condensación los máximos GTL y COP alcanzados son de 115°C y 0.3255 respectivamente.

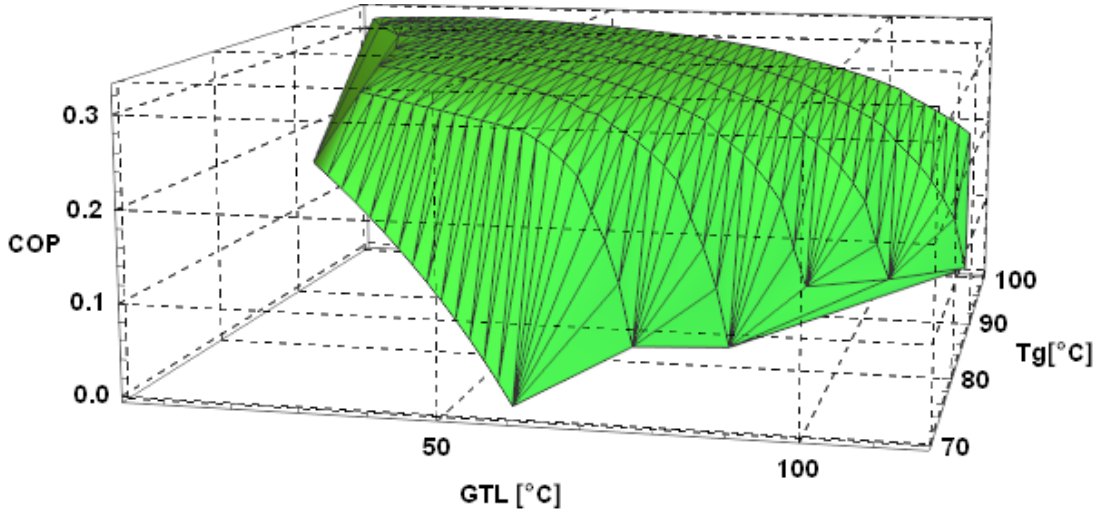


Figura 5.6: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de doble etapa.

Entonces, el transformador de calor de doble etapa resulta ser un sistema atractivo, puesto que con la misma energía suministrada al sistema, se pueden lograr incrementos de temperatura mucho mayores que los logrados en los ciclos de una etapa y doble efecto, siendo el mayor GTL de 123°C . A pesar de ello, estos transformadores son más complejos que los de una etapa al incluir un componente extra, además de tener un rendimiento bajo; se obtienen COP menores que los sistemas evaluados anteriormente, con valores mínimos cercanos a 0 máximos de 0.3255 . El transformador de doble etapa presenta mayores coeficientes de operación e incrementos de temperatura a medida que la temperatura de generación incrementa, además cuando el GTL aumenta el rendimiento del ciclo disminuye. El rango temperaturas de generación incrementa conforme crece la temperatura de condensación, sin embargo, un aumento en T_C provoca una disminución en el coeficiente de operación.

Capítulo 6

Transformador de calor de doble etapa y doble efecto

Como se ha podido ver en capítulos anteriores, con los sistemas de una etapa se tienen coeficientes de operación buenos aunque los incrementos de temperatura son bajos; este problema se puede resolver con los ciclos de doble etapa, éstos presentan GTL muy elevados, pero rendimientos bajos; por otro lado, los sistemas de doble efecto tienen los COP más elevados de todos, pero sus incrementos de temperatura son bajos. Entonces, no se tiene una configuración que satisfaga ambos parámetros al mismo tiempo, por ello se propone un nuevo ciclo: un transformador de calor de doble etapa y doble efecto, en el cual se puedan alcanzar coeficientes de operación altos al mismo tiempo que se logran incrementos de temperatura elevados. En el presente capítulo se describe de forma detallada el funcionamiento de esta configuración, se muestra el esquema del ciclo así como sus niveles de presión y temperatura. Se enuncian las consideraciones para el modelo matemático, se plantean las ecuaciones del mismo y se determinan los parámetros de entrada de la simulación. Se presentan gráficas a distintas condiciones de operación, en cada una se explica su comportamiento y sus principales características. Finalmente se enuncia una conclusión del comportamiento y las ventajas que presenta este transformador.

6.1. Descripción del sistema

A diferencia de los transformadores de calor analizados en los capítulos anteriores, el transformador de doble etapa y doble efecto es más complejo, pues tiene dos componentes más que el de una etapa: un evaporador/absorbedor o absorbedor/evaporador y un condensador/generador o generador/condensador. El funcionamiento de éstos ya se explicó en los capítulos 4 y 5.

Así, los principales componentes de este ciclo son: un condensador, un evaporador, un evaporador/absorbedor, un absorbedor, generador y un condensador/generador. Es-

tos elementos al igual que su configuración se muestran en la figura 6.1. Se tienen cuatro niveles de presión y tres de temperatura, se considera que el mismo calor a media temperatura se munistra tanto al evaporador como al generador.

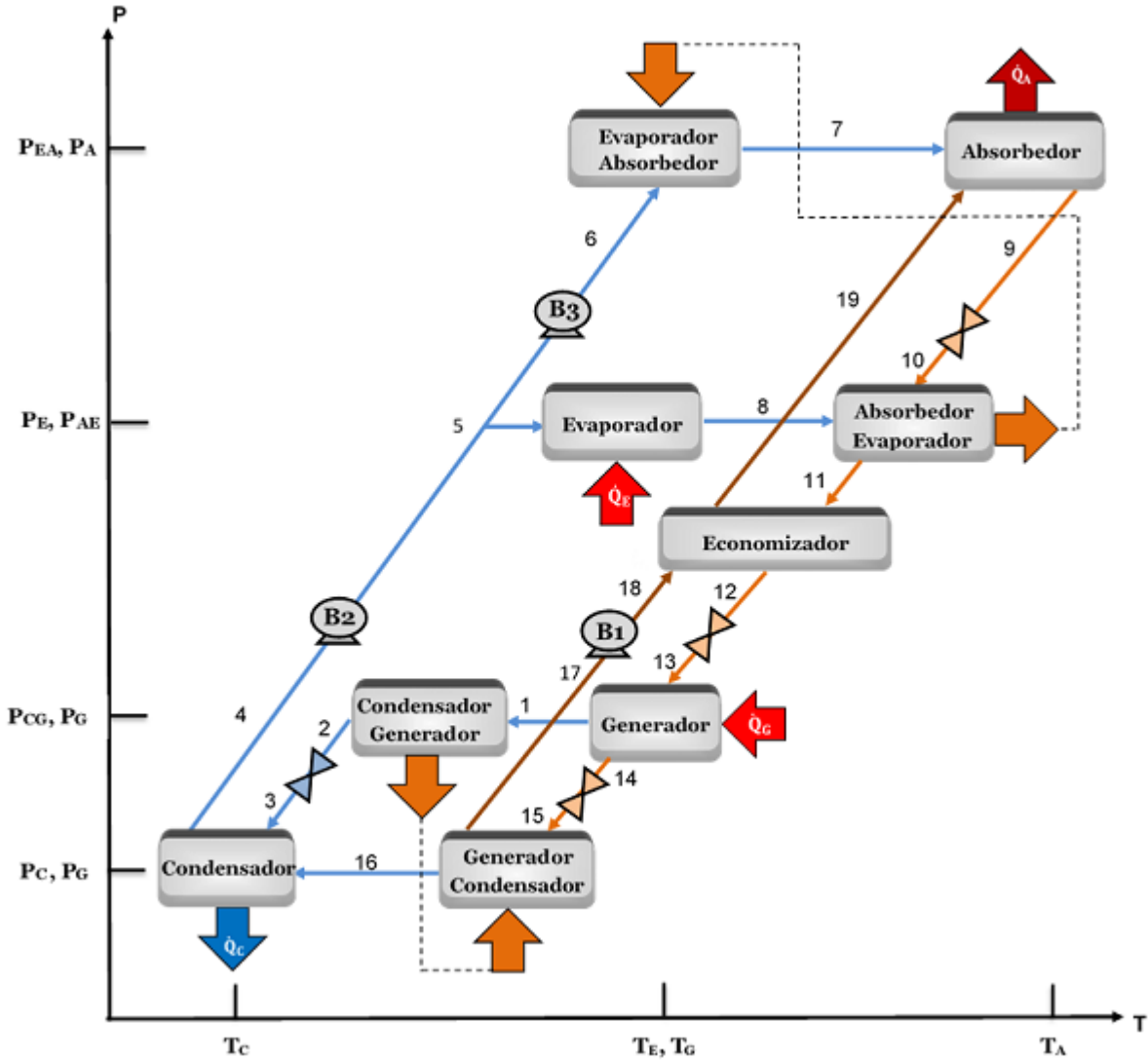


Figura 6.1: Transformador de calor de doble etapa y doble efecto.

El funcionamiento de este sistema de acuerdo con la figura 6.1 es el siguiente: en el generador se localiza la mezcla de trabajo ($H_2O-LiBr$), al adicionar una cantidad de calor \dot{Q}_G a mediana temperatura T_G , los compuestos de la mezcla se separan quedando por un lado agua pura (punto 1) y por el otro una solución de $H_2O-LiBr$ con alta concentración de absorbente (punto 14). El agua en estado de vapor sobrecalentado (punto 1) se licua en el condensador/generador (punto 2) al extraerle una porción de calor \dot{Q}_{CG} que será recuperada completamente por el generador/condensador donde tendrá lugar la segunda generación de la solución, obteniendo agua en estado de vapor saturado (punto 16) y

una solución con la mayor concentración de absorbente del sistema (punto 17). El vapor de agua resultado de la segunda generación (punto 16) se licua en el condensador al retirar calor \dot{Q}_C , mientras que la solución con alta concentración de absorbente (punto 17) es bombeada y precalentada en el economizador hasta la presión del absorbedor (punto 19). El agua a la salida del condensador (punto 4) es bombeada primero a la presión del evaporador (punto 5) y después al a del evaporador/absorbedor (punto 6), de manera que, al añadir una cantidad de calor \dot{Q}_E y \dot{Q}_{EA} respectivamente, los líquidos de ambas líneas se evaporan (puntos 7 y 8). El vapor en el punto 7 se mezcla con la solución con alta concentración de absorbente (punto 19) en el absorbedor, como éste proceso es exotérmico, se libera una cantidad de calor útil a alta temperatura \dot{Q}_A , así la solución con baja concentración de absorbente (punto 9) se combina con el vapor del punto 8 en el absorbedor/evaporador, la solución resultante se estrangula hasta la presión del generador en el punto 13 para iniciar de nuevo el ciclo.

6.2. Modelo matemático

La simulación se realizó a partir de balances de masa, energía y materia, a continuación se muestran las consideraciones que se tomaron para la simulación.

Consideraciones del modelo matemático:

1. Se consideran condiciones de equilibrio termodinámico para el cálculo de las propiedades del sistema.
2. El ciclo opera en estado estacionario.
3. El absorbente no se evapora en ningún punto del ciclo, por lo que se prescinde del rectificador.
4. El refrigerante se encuentra en condiciones de saturación a la salida del condensador, del condensador/generador, del evaporador y del evaporador/absorbedor. Mientras que la solución está en estado de saturación a la salida del absorbedor, del absorbedor/evaporador, del generador y del generador/condensador.
5. No se considera intercambio de calor con los alrededores en los componentes, ni en la tubería.
6. Se desprecian las pérdidas de presión por fricción en todo el sistema.
7. El proceso de bombeo de solución se considera isentrópico.
8. El proceso de estrangulamiento en la válvula se considera isoentálpico.
9. Las concentraciones están expresadas en masa del absorbente (LiBr).

10. El calor que sale del condensador/generador es utilizado en el generador/condensador y el que sale del absorbedor/evaporador es usado en el evaporador/absorbedor.
11. La temperatura de salida del generador/condensador y la del evaporador/absorbedor la calcula el programa en función de la condición anterior.

Ecuaciones del ciclo:

Los balances de masa, materia y energía, así como también otras variables importantes se enuncian enseguida:

Balances de masa:

Absorbedor:

$$\dot{m}_7 + \dot{m}_{19} = \dot{m}_9 \quad (6.1)$$

Absorbedor/Evaporador:

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (6.2)$$

Condensador:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_4 \quad (6.3)$$

Generador:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{14} \quad (6.4)$$

Generador/Condensador

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17} \quad (6.5)$$

Balances de materia:

Absorbedor:

$$\dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_{19} X_{19} = \dot{m}_9 X_9 \quad (6.6)$$

Absorbedor/Evaporador:

$$\dot{m}_8 X_8 + \dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_{11} X_{11} \quad (6.7)$$

Generador:

$$\dot{m}_{13} X_{13} = \dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_{14} X_{14} \quad (6.8)$$

Generador/Condensador

$$\dot{m}_{15} X_{15} = \dot{m}_{16} X_{16} + \dot{m}_{17} X_{17} \quad (6.9)$$

Balances de energía:

Absorbedor:

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_A \quad (6.10)$$

Absorbedor/Evaporador:

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{Q}_{AE} \quad (6.11)$$

Evaporador/Absorbedor:

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_{AE} = \dot{m}_7 h_7 \quad (6.12)$$

Condensador:

$$\dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_C \quad (6.13)$$

Condensador/Generador:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{Q}_{CG} \quad (6.14)$$

Evaporador

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_E = \dot{m}_8 h_8 \quad (6.15)$$

Generador:

$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{Q}_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{14} h_{14} \quad (6.16)$$

Generador/Condensador:

$$\dot{m}_{15} h_{15} + \dot{Q}_{CG} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{17} h_{17} \quad (6.17)$$

Economizador:

$$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{18} h_{18} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{19} h_{19} \quad (6.18)$$

Efectividad del economizador

$$\varepsilon = \frac{h_{19} - h_{18}}{h_{11} - h_{18}} \quad (6.19)$$

Coefficiente de Operación

Tomando en cuenta la definición de COP en el capítulo 2, el coeficiente para este ciclo es:

$$COP = \frac{\dot{Q}_A}{\dot{Q}_E + \dot{Q}_G + W_{B1} + W_{B2} + W_{B3}} \quad (6.20)$$

Relación de flujo en el absorbedor/evaporador

La relación de flujo para la figura 6.1 es:

$$FR_{AE} = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_8} \quad (6.21)$$

Relizando un balance de masa y materia en este componente, se puede expresar la ecuación anterior en función de sus concentraciones:

$$FR_{AE} = \frac{X_{11} - X_8}{X_{10} - X_{11}} \quad (6.22)$$

Datos de entrada

En la siguiente tabla se presentan los datos de entrada, el rango de operación y los incrementos de temperatura que se utilizaron para la simulación del ciclo:

Tabla 6.1: Datos de entrada para la simulación del transformador de calor de doble etapa y efecto.

Variable	Rango de operación	Pasos
T_A (°C)	102-202	2
T_C (°C)	20-40	5
T_G (°C)	75-130	5
T_{AE} (°C)	100-150	1
T_{CG} (°C)	48-100	1
η	0.8	-
Q_A (kW)	10	-

Algoritmo de solución

A continuación se presenta cada uno de los pasos que se siguieron para la modelación:

Por la condición 1:

$$T_1 = T_{14} = T_8 = T_G$$

$$T_2 = T_{CG}$$

$$T_4 = T_C$$

$$T_9 = T_A$$

$$T_{11} = T_{AE}$$

Por la consideración 9:

$$X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = X_5 = X_6 = X_7 = X_8 = X_{16} = 0$$

En el software EES, una $q=0$ significa líquido saturado y $q=1$ es un vapor saturado, entonces tomando en cuenta el enunciado 4:

$$q_2 = q_4 = 0$$

$$q_8 = q_7 = 1$$

$$P_2 = P_{sat}(T_2)$$

$$P_4 = P_{sat}(T_4)$$

$$P_8 = P_{sat}(T_8)$$

$$P_7 = P_{sat}(T_7)$$

A partir de la consideración 4 y conociendo las temperaturas de los puntos 2, 4, 7 y 8, se calcula:

$$h_2 = h(T_2, q_2)$$

$$h_4 = h(T_4, q_4)$$

$$v_4 = v(T_4, q_4)$$

$$h_7 = h(T_7, q_7)$$

$$h_8 = h(T_8, q_8)$$

Por la premisa 6:

$$P_2 = P_1 = P_{13} = P_{14}$$

$$P_4 = P_3 = P_{15} = P_{16} = P_{17}$$

$$P_8 = P_5 = P_{10} = P_{11} = P_{12}$$

$$P_7 = P_6 = P_9 = P_{18} = P_{19}$$

Considerando que a la salida del generador se tiene un vapor sobrecalentado, entonces:

$$h_1 = h(T_1, P_1)$$

$$h_{16} = h(T_{16} = T_{17}, P_{16})$$

De la condición 4:

$$X_9 = X(T_9, P_9)$$

$$X_{11} = X(T_{11}, P_{11})$$

$$h_{11} = h(T_{11}, X_{11})$$

$$X_{14} = X(T_{14}, P_{14})$$

$$X_{17} = X(T_{17}, P_{17})$$

Tomando en cuenta que no hay intercambio de masa en una de las líneas que conecta al generador/condensador del absorbedor:

$$X_9 = X_{10}$$

$$X_{11} = X_{12} = X_{13}$$

$$X_{14} = X_{15}$$

$$X_{17} = X_{18} = X_{19}$$

Conociendo la concentración y la temperatura en los puntos 9, 14 y 17:

$$h_9 = h(T_9, X_9)$$

$$h_{14} = h(T_{14}, X_{14})$$

$$h_{17} = h(T_{17}, X_{17})$$

$$v_{17} = v(T_{17}, X_{17})$$

Por la premisa 8:

$$h_3 = h_2$$

$$h_{10} = h_9$$

$$h_{14} = h_{15}$$

Los trabajos de las bombas en función de las presiones son:

$$W_{B2} = v_4(P_5 - P_4)$$

$$W_{B3} = v_5(P_6 - P_5)$$

$$W_{b1} = v_{17}(P_{18} - P_{17})$$

Del enunciado 7:

$$h_5 = W_{B2} + h_4$$

$$v_5 = v(P_5, h_5)$$

$$h_6 = W_{B3} + h_5$$

$$h_{18} = W_{B1} + h_{17}$$

Se obtiene h_{19} de la ecuación 6.19.

Se resuelve el sistema formado por 6.1, 6.6 y 6.10 para obtener \dot{m}_7 , \dot{m}_9 y \dot{m}_{19} y por la condición 2:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$$

A partir de la relación 6.22 se encuentra FR_{AE} con las concentraciones conocidas.

Se encuentra \dot{m}_8 a partir de la definición de FR_{AE} (ecuación 6.21).

Se obtiene \dot{m}_{11} de la ecuación 6.2 y tomando en cuenta el enunciado 2:

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$$

Se calcula \dot{m}_1 y \dot{m}_{14} del sistema de ecuaciones formado por 6.4 y 6.8 y de la premisa 2:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$$

Se consigue el valor de \dot{m}_{16} de la igualdad 6.5 y el de \dot{m}_4 de la 6.3.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

Ahora se obtiene el valor de h_{12} de la relación 6.18 y considerando la expresión 8:

$$h_{12} = h_{13}$$

Se igualan las ecuaciones 6.14 y 6.17, se realizan iteraciones para encontrar la temperatura 17 ($T_{17} = T_{16}$) que satisfaga la igualdad.

Por otro lado, se igualan las ecuaciones 6.11 y 6.12, se realizan iteraciones para encontrar la temperatura 7 que satisfaga la igualdad.

Se calculan las potencias del generador, condensador, evaporador, condensador/generador, absorbedor/evaporador, además del COP del ciclo a partir de las ecuaciones 6.16, 6.13, 6.15, 6.14, 6.11 y 6.20, respectivamente.

Finalmente se comprueba que los balances de energía, masa y materia se cumplan.

6.3. Resultados y Discusión

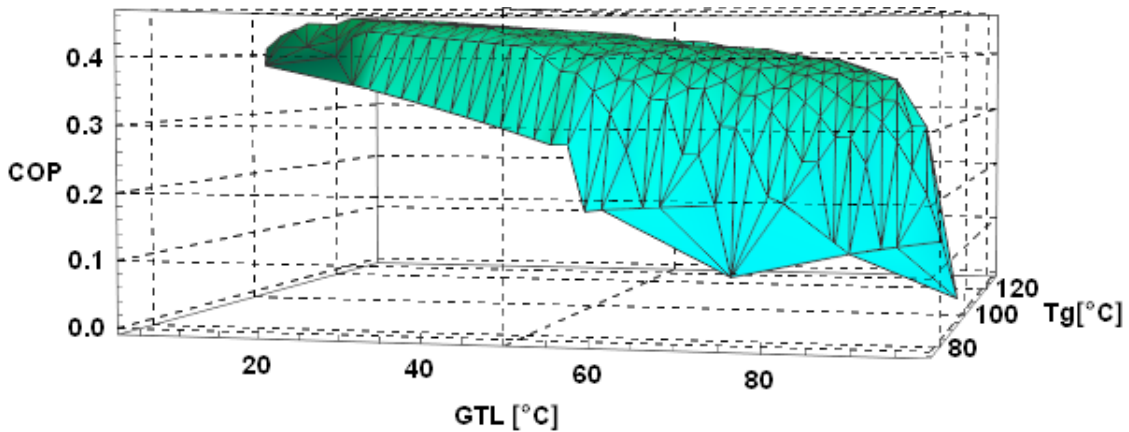


Figura 6.2: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C de un transformador de doble etapa y efecto.

En la figura 6.2 se tiene una representación gráfica del coeficiente de operación y el GTL del sistema en función de la temperatura de generación para una temperatura de condensación de 20°C, en general, se siguen las mismas tendencias que en las otras configuraciones del sistema, es decir, el GTL y COP incrementan con T_G , a mayores GTL los coeficientes de operación se reducen significativamente. Las causas de estas

tendencias ya se explicaron en capítulos anteriores. Para esta T_C se tienen T_G de entre 75 y 130°C, el máximo GTL alcanzado es de 97°C y el máximo COP es 0.4602.

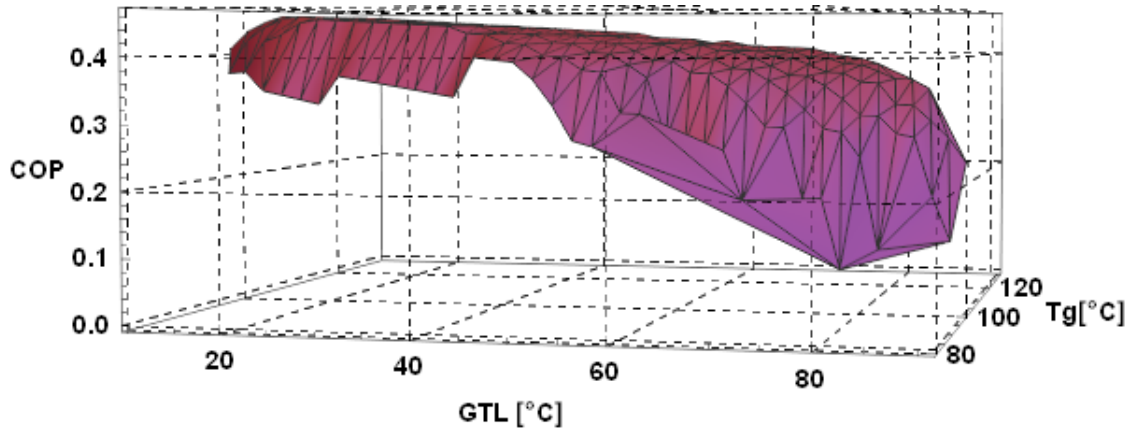


Figura 6.3: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C de un transformador de doble etapa y efecto.

Para una temperatura de condensación de 25°C (figura 6.3) ya no se alcanzan temperaturas de generación tan bajas, siendo éstas de entre 80 y 130°C, el mayor GTL alcanzado es 90°C y el máximo COP 0.4637.

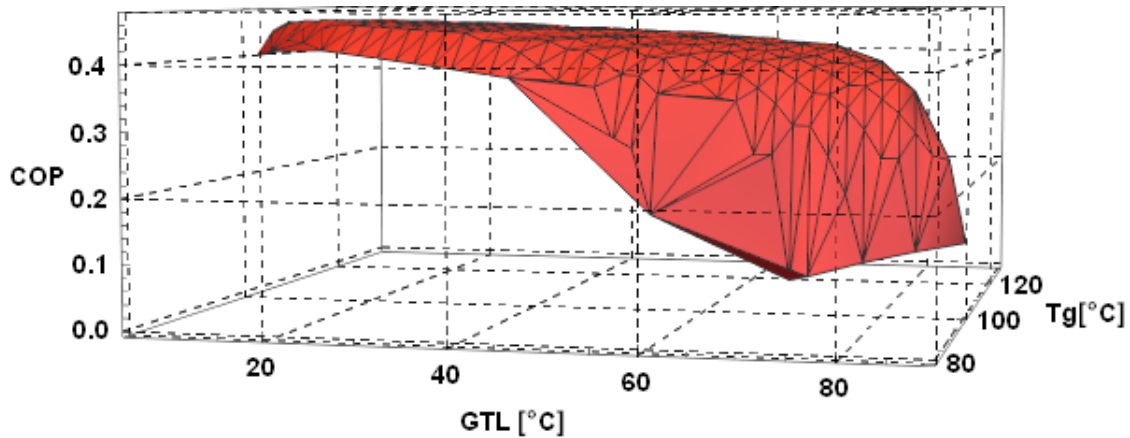


Figura 6.4: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C de un transformador de doble etapa y efecto.

El comportamiento del transformador de calor de doble etapa y efecto para una temperatura de condensación de 30°C se muestra en la figura 6.4, se observan tendencias similares que en los casos anteriores y se alcanza un GTL y COP máximos de 88°C y 0.4686 respectivamente.

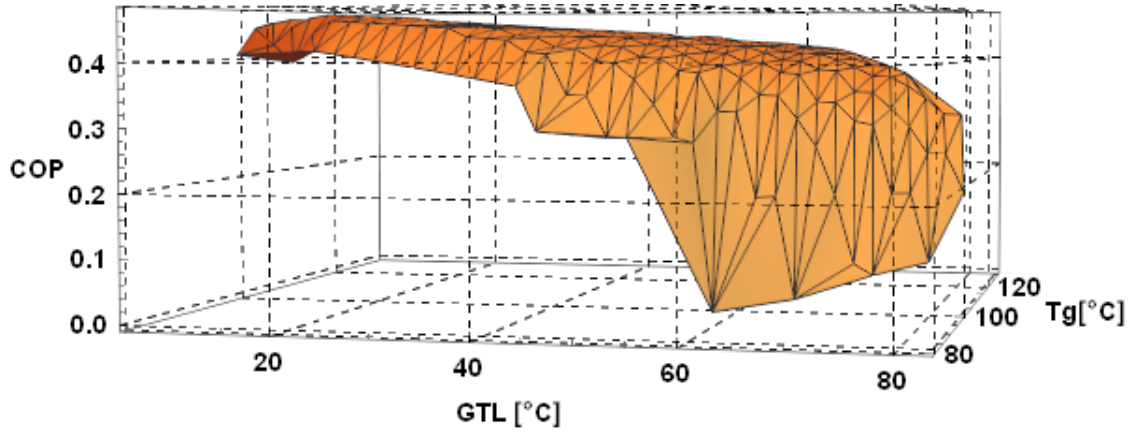


Figura 6.5: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C de un transformador de doble etapa y efecto.

El coeficiente de operación y el GTL del sistema para una temperatura de condensación de 35°C se observa en la figura 6.5, el rango de temperaturas de generación para este caso es de 80 a 130°C , sin embargo, ya no se alcanzan GTL mayores de 82°C , aunque se presentan COP mayores, siendo el máximo de 0.4746 .

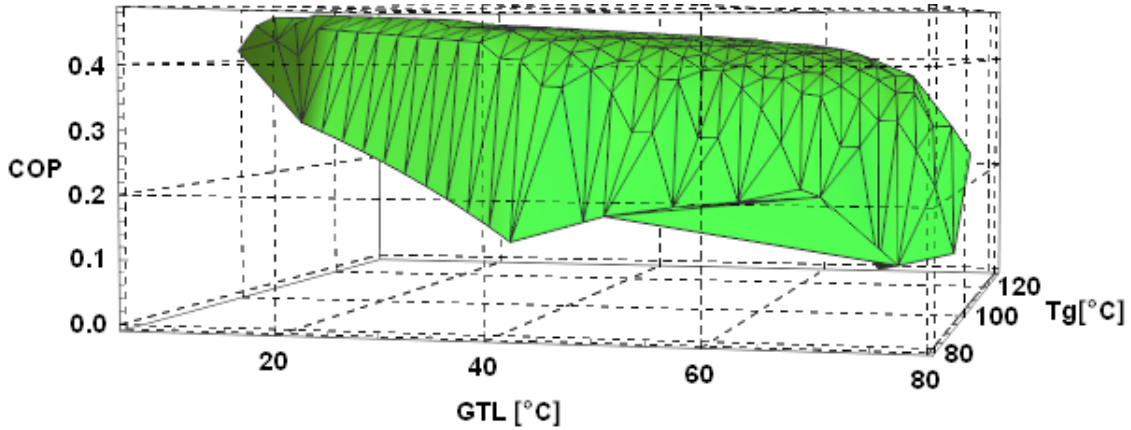


Figura 6.6: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C de un transformador de doble etapa y efecto.

Finalmente, para una temperatura de condensación de 40°C , el comportamiento del transformador de muestra en la figura 6.6, a esta T_C la disminución de COP respecto a la temperatura de generación es más notoria que en cualquiera de los otros casos, este fenómeno se debe a que un valor de GTL puede ser alcanzado por distintas temperaturas de generación y como se explicó anteriormente, se alcanzan mayores GTL y COP cuando incrementa la temperatura de generación. El máximo COP que se obtiene es 0.4772 y el mayor GTL 79°C .

El transformador de calor de doble etapa y doble efecto resulta ser una configuración más compleja que las analizadas anteriormente, ya que tiene dos componentes extras, sin embargo, presenta una ventaja importante puesto que logra tener altos coeficientes de operación con incrementos de temperatura elevados, esto no se había logrado con ninguno de los ciclos anteriores. Los mayores GTL alcanzados por esta configuración son de 97°C y los máximos COP de 0.4772. El ciclo opera en un rango de temperaturas de suministro de calor entre 75 y 130°C , al aumentar la temperatura de generación, el COP y el GTL disminuyen, mientras que un incremento en la temperatura de absorción repercute directamente en el GTL ocasionando un decrecimiento del rendimiento del sistema, además mientras crece la temperatura de condensación disminuye el rango de operación de T_G del ciclo.

Capítulo 7

Comparación

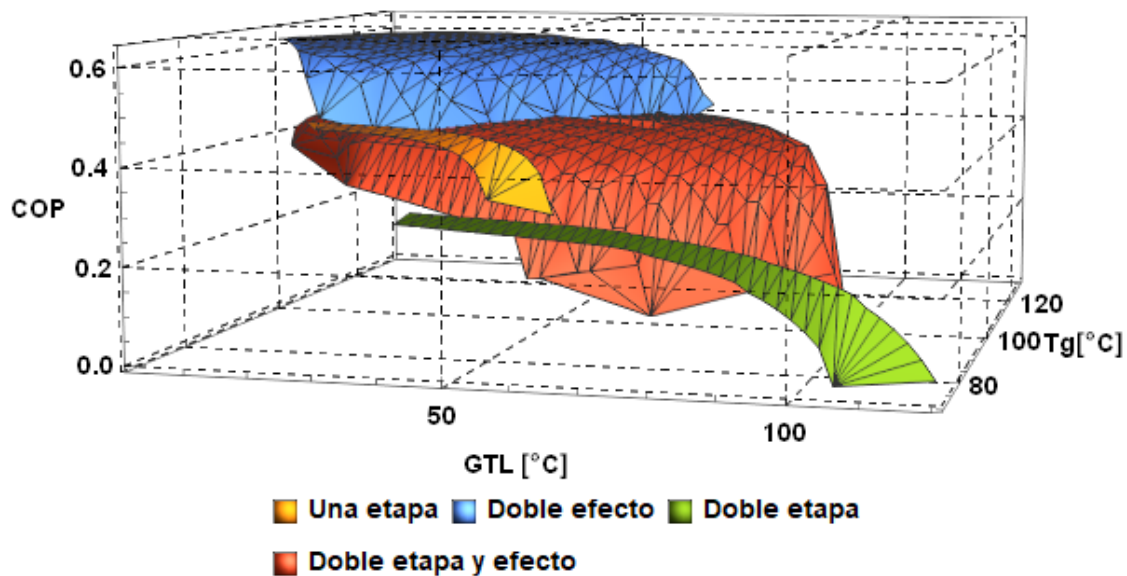
Como ya se vio anteriormente, cada una de las configuraciones analizadas en este trabajo presentan condiciones de operación y parámetros de evaluación diferentes, algunos tienen ciertas ventajas frente a otros, pero no se ha hecho una comparación exhaustiva de todos. Por lo anterior, para tener una mejor perspectiva sobre las condiciones de operación de cada ciclo presentado en los capítulos anteriores, así como también para conocer el comportamiento de los sistemas propuestos, en este capítulo se muestran gráficas de los cuatro sistemas juntos y se describe las diferencias y semejanzas entre cada uno.

7.1. Resultados y Discusión

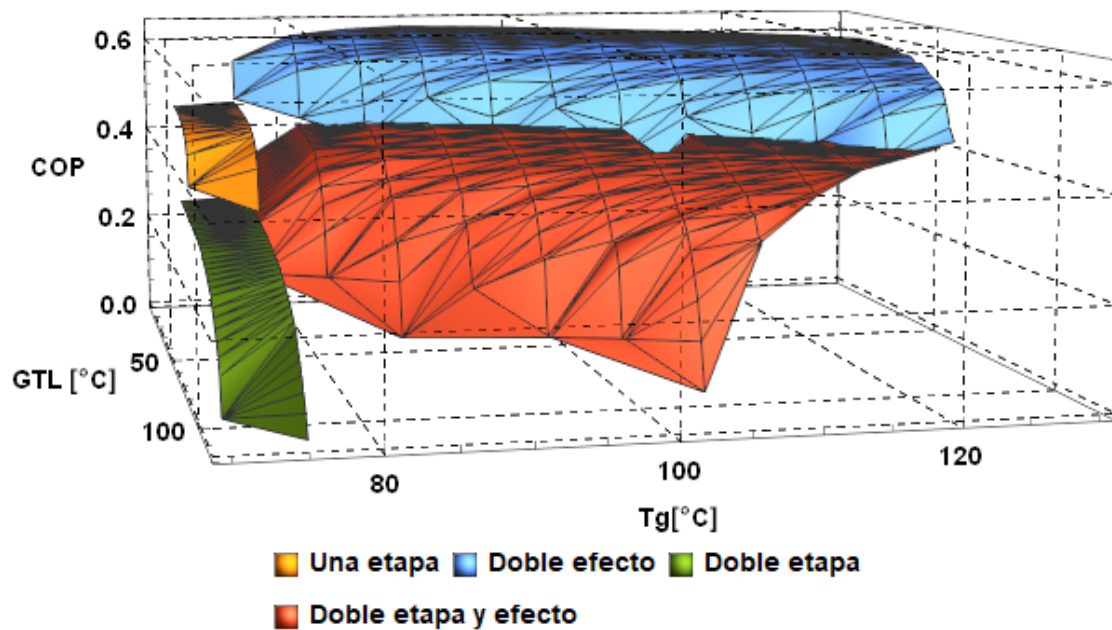
En la figura 7.1 se observan las cuatro configuraciones de transformadores propuestos, esta representación permite una mejor comparación de los ciclos, se observa que los rangos de operación son distintos, para los transformadores de calor de una y doble etapa, el rango de operación es menor de 80°C de temperatura de generación, mientras que para los transformadores de doble efecto y doble etapa y doble efecto el rango de operación es mucho mayor, pues pueden operar bajo temperaturas de generación de entre 75 y 130°C , siendo el último el de mayor intervalo de funcionamiento, este fenómeno se puede observar mejor en la vista (b) de la figura.

En la figura 7.1 también se nota que los menores COP son alcanzados por los transformadores de doble etapa, siendo estos menores de 0.3 (tabla 7.1), seguidos por el de doble etapa y doble efecto (máximo de 0.4602), los ciclos de una etapa presentan casi los mismos coeficientes de operación que el de doble etapa y doble efecto y por último los transformadores de doble efecto tienen los coeficientes de operación más altos con un máximo de 0.6302. Este comportamiento se da debido a que en los sistemas de doble etapa se genera refrigerante en una sola ocasión, pero se absorbe dos veces, los ciclos de doble etapa y doble efecto presentan COP en el mismo rango que los de una etapa porque generan refrigerante dos veces a lo largo del ciclo y también se tienen dos

procesos de absorción, mientras que los de doble efecto al generar dos veces refrigerante y sólo absorberlo en una ocasión presentan los COP más grandes. Así, el COP depende directamente del número de procesos de desorción que se tengan en el ciclo.



(a)



(b)

Figura 7.1: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 20°C .

En la tabla 7.1 se encuentran los máximos valores de COP y GTL alcanzados por

las cuatro configuraciones para una temperatura de condensación de 20°C, en ésta y también en las gráficas anteriores se observa como el máximo GTL es logrado por el ciclo de doble etapa con 119°C, seguido por el de doble etapa y doble efecto con 97°C, el sistema de una etapa y el de doble efecto alcanzan GTL similares (entre 63 y 64°C). Este comportamiento va ligado al número de procesos de absorción que se llevan a cabo en el sistema, por ello, los de doble etapa al tener dos absorbedores presentan los GTL mayores; los de doble etapa y doble efecto también absorben refrigerante en dos ocasiones, pero tienen dos procesos de desorción lo que provoca que no se alcancen GTL tan altos, finalmente los TC de una etapa y los TC de doble efecto sólo absorben refrigerante una vez en todo el ciclo, presentando los menores incrementos de temperatura.

Tabla 7.1: Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 20°C.

Configuración	COP	GTL (°C)
Una etapa	0.4859	63
Doble efecto	0.6306	64
Doble etapa	0.308	119
Doble efecto y doble etapa	0.4602	97

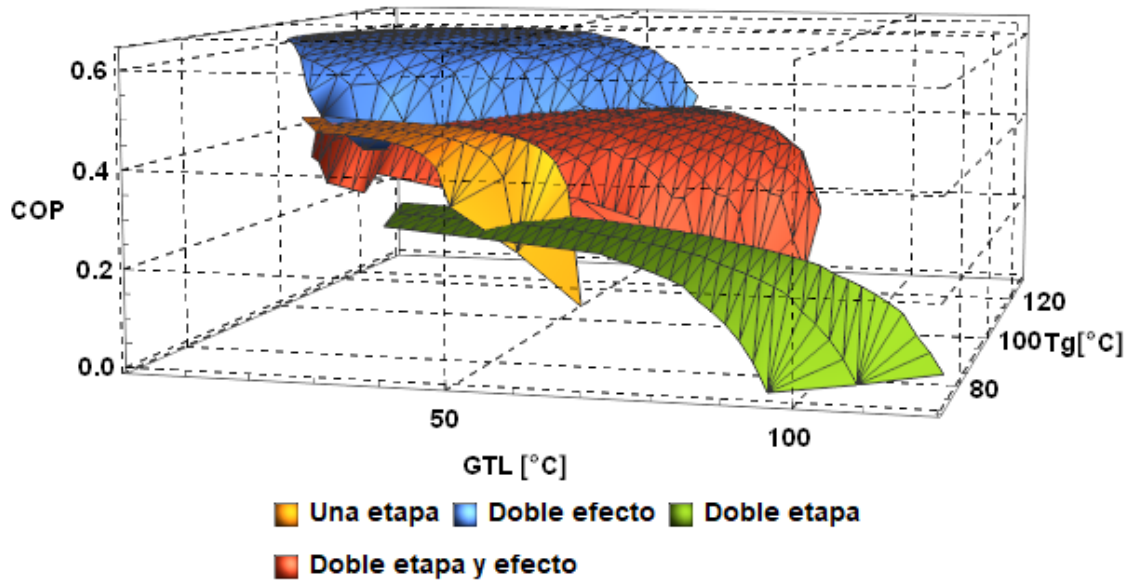
Los parámetros de operación de los cuatro transformadores para una T_C de 25°C se muestran en la figura 7.2, el mayor GTL se obtiene en el transformador de doble etapa (118°C), seguido por el de doble etapa y doble efecto (90°C), los menores incrementos de temperatura se observan en los sistemas de una etapa (64°C) y de doble efecto (61°C). Además en la vista (b) se nota como el rango de operación de la configuración de simple y doble etapa opera a temperaturas de generación entre 70 y 80°C, mientras que el de doble efecto entre 75 y 130°C y el de doble etapa y efecto entre 80 y 130°C, por lo que a pesar que el transformador de calor de una etapa y el de doble efecto presenten incrementos de temperatura similares, el rango de operación de los de doble efecto es mucho mayor.

Tabla 7.2: Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 25°C.

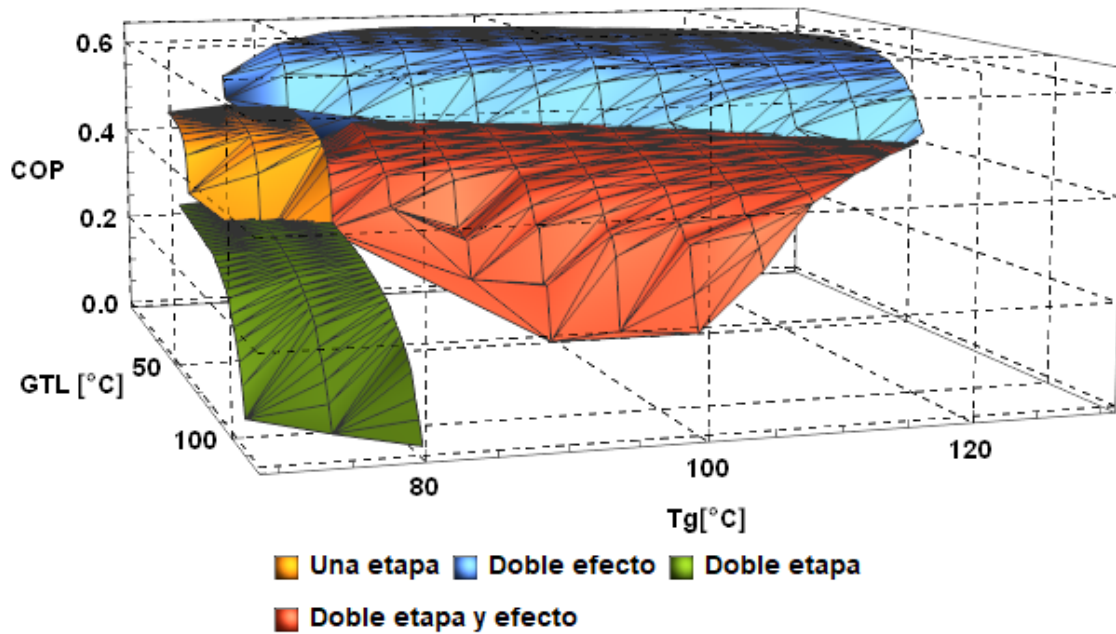
Configuración	COP	GTL (°C)
Una etapa	0.4871	64
Doble efecto	0.6313	61
Doble etapa	0.3143	118
Doble efecto y doble etapa	0.4637	90

En la tabla 7.2 se muestran los máximos valores obtenidos por las cuatro configuraciones tanto de GTL, como de COP para una temperatura de condensación de 25°C. En cuanto al COP, el sistema de doble efecto es el que presenta mayores COP, su máximo

tiene un valor de 0.6313, cabe mencionar que los mínimos COP de esta configuración no son tan bajos como las demás, siendo éste de 0.3361, este valor es incluso mayor que el máximo COP obtenido en el transformador de doble etapa.



(a)



(b)

Figura 7.2: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 25°C.

Los ciclos de una etapa y los de doble efecto y doble etapa presentan rendimientos similares de entre 0.46 y 0.48, mientras que los menores COP se observan en la configuración de doble etapa, siendo el máximo de 0.3143.

Para una temperatura de condensación de 30°C, el COP y GTL se presentan en la gráfica 7.3, bajo estas condiciones, los ciclos de simple y doble etapa aumentan su rango de temperatura de generación (70-85°C), mientras que el rango de los otros dos sistemas es de 80-130°C.

En la tabla 7.3 se muestran también los máximos valores de los parámetros de evaluación para una temperatura de condensación de 30 °C. Como es de esperarse, los mayores coeficientes de operación se logran con el sistema de doble efecto, siendo el mayor de 0.6359, mientras que los transformadores de doble etapa tienen los menores COP con un máximo de 0.3189, entonces se puede afirmar que los valores de COP de la configuración de doble efecto son dos veces mayores que los de doble etapa. A pesar de ello, éstos presentan los mayores incrementos de temperatura con un GTL máximo de 117, los transformadores de doble efecto y doble etapa tienen un GTL máximo de 88, los de una etapa de 63°C y por último los sistemas que presentan menores incrementos de temperatura a una T_C de 30°C son los de doble efecto con un GTL máximo de 56.

Tabla 7.3: Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 30°C.

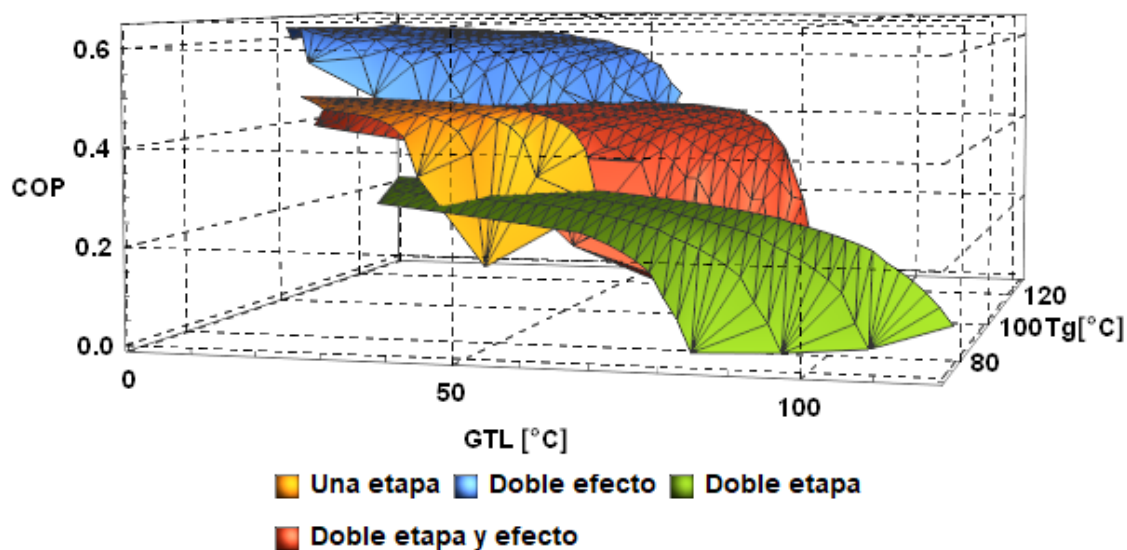
Configuración	COP	GTL (°C)
Una etapa	0.4884	63
Doble efecto	0.6359	56
Doble etapa	0.3189	117
Doble efecto y doble etapa	0.4686	88

Tabla 7.4: Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 35°C.

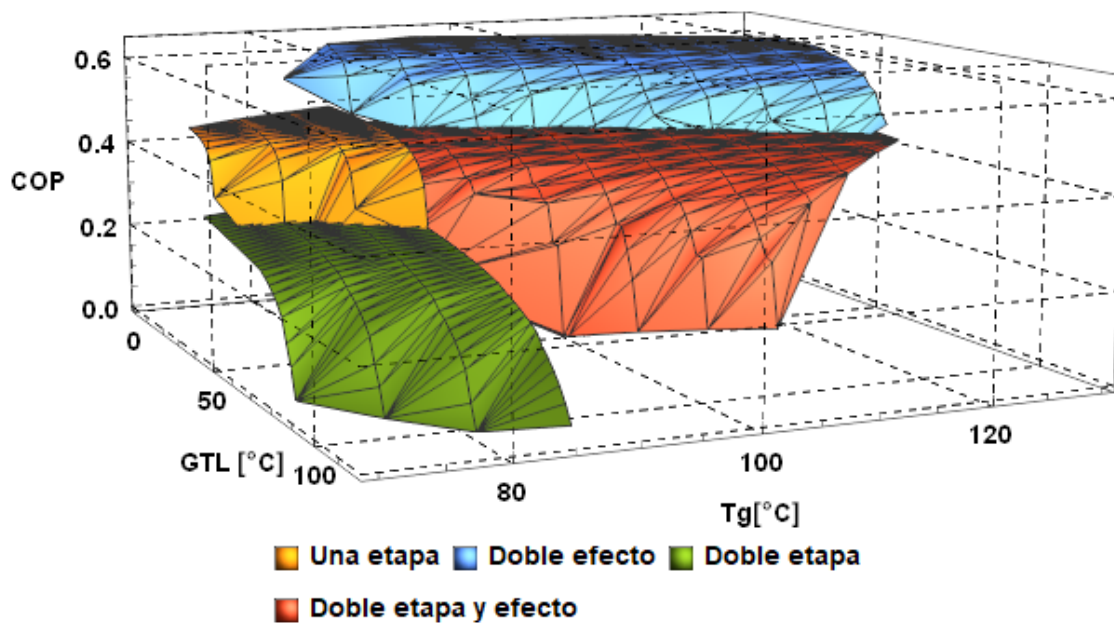
Configuración	COP	GTL (°C)
Una etapa	0.4896	69
Doble efecto	0.6361	54
Doble etapa	0.3227	123
Doble efecto y doble etapa	0.4746	82

Los máximos valores del coeficiente de operación y el incremento de temperatura de las cuatro configuraciones analizadas para una temperatura de condensación de 35°C se muestran en la tabla 7.4, se observa la misma tendencia que en los casos anteriores, el ciclo con mayor incremento de temperatura es el de doble etapa con 123°C, el de doble

etapa y doble efecto presenta una disminución de GTL que en los casos anteriores siendo el máximo de 82°C, después sigue el de una etapa con un GTL de 69°C y el ciclo de doble efecto presenta una disminución de GTL mayor a esta T_C , alcanzando solamente 54°C de incremento.

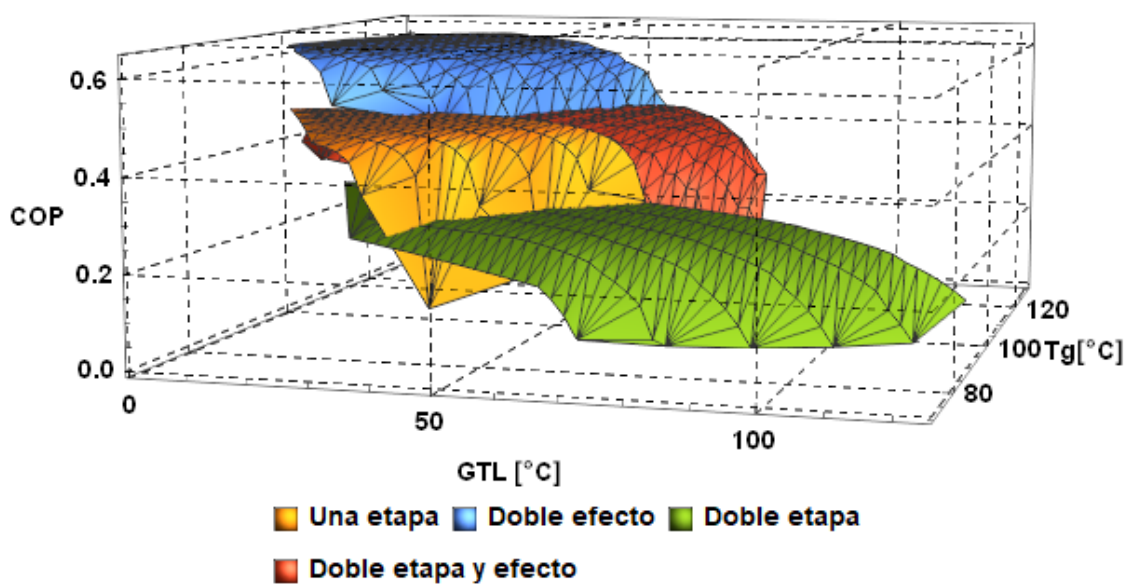


(a)

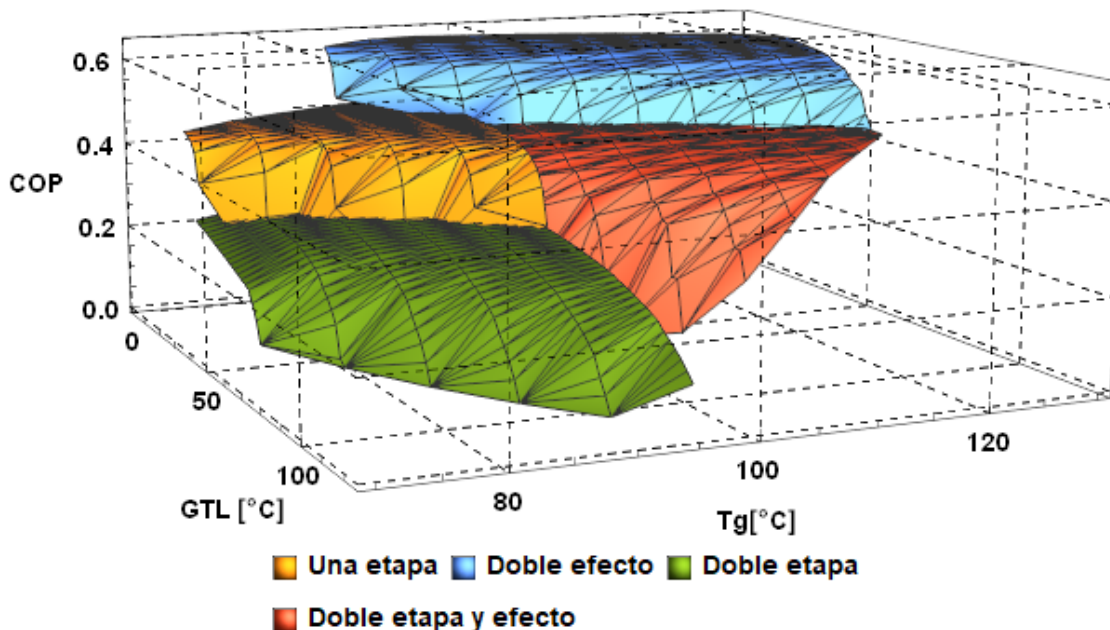


(b)

Figura 7.3: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 30°C.



(a)



(b)

Figura 7.4: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 35°C.

En la figura 7.4 se observan los parámetros de evaluación para una temperatura de condensación de 35°C, podemos corroborar los datos de la tabla 7.4, además se nota un aumento significativo en los rangos de operación de los sistemas de una etapa y los de doble etapa, pasando de operar entre 70 y 85°C de temperatura de generación a una

$T_C=30^\circ\text{C}$ a operar entre 70 y 95°C . Por otro lado, el ciclo de doble etapa y doble efecto mantiene su rango de operación de entre 80 y 130°C , mientras que el de doble efecto disminuye, operando ahora entre 85 y 130°C .

Las tendencias respecto al COP también se muestran en la figura 7.4, la configuración con un COP por encima de todos es la de doble efecto con un máximo de 0.6361 , seguido por el de una etapa y doble etapa y doble efecto con 0.4896 y 0.4746 respectivamente, por último el transformador de doble etapa presenta coeficientes de operación máximos de 0.3227 .

En la figura 7.5 se muestra el COP y el GTL de los cuatro ciclos para una temperatura de condensación de 40°C , bajo estas condiciones, los transformadores de una y doble etapa presentan su rango más amplio de operación, trabajando bajo temperaturas de suministro de entre 70 y 100°C , a pesar de ello, las configuraciones de doble efecto y de doble efecto y doble etapa operan en un rango de temperaturas de suministro de calor mucho mayor, siendo éste de entre 90 - 130°C y 80 - 130°C respectivamente. Así el máximo rango es de 50°C lo que representa casi el doble de los transformadores de una y doble etapa.

Tabla 7.5: Máximos valores de COP y GTL alcanzados para una temperatura de condensación de 40°C .

Configuración	COP	GTL ($^\circ\text{C}$)
Una etapa	0.4907	70
Doble efecto	0.6368	50
Doble etapa	0.3255	115
Doble efecto y doble etapa	0.4772	79

Los datos de la gráfica 7.5 pueden ser corroborados por la tabla 7.5, donde se nota como el ciclo de doble etapa es el que presenta los menores coeficientes de operación y los mayores incrementos de temperatura con un máximo de 0.3255 de COP y 115°C de GTL. La configuración de doble efecto tiene los mayores COP (máximo de 0.6368), pero los mínimos GTL (50°C). Los transformadores de una etapa a pesar de ser los ciclos más simples tienen coeficientes de operación altos, el máximo es de 0.4907 , y GTL máximos de 70°C , mientras que los de doble efecto y etapa tienen un incremento de temperatura máximo de 79°C y un coeficiente de operación máximo de 0.4772 .

En general, no se puede decir que un sistema es mejor que otro, pues se opera en un rango de temperaturas de generación distinto. Si bien, los transformadores de doble efecto presentan los coeficientes de operación más alto, por encima de 0.6 , éstos sólo alcanzan incrementos de temperatura de máximo 64°C , otra ventaja de estos es que nunca presentan COP menores de 0.33 .

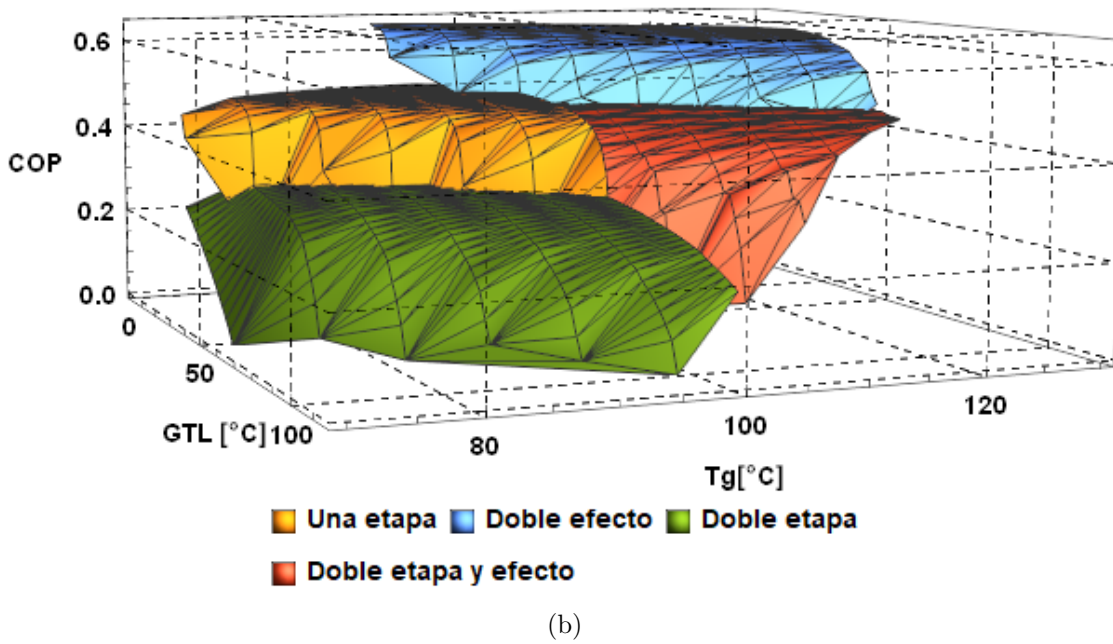
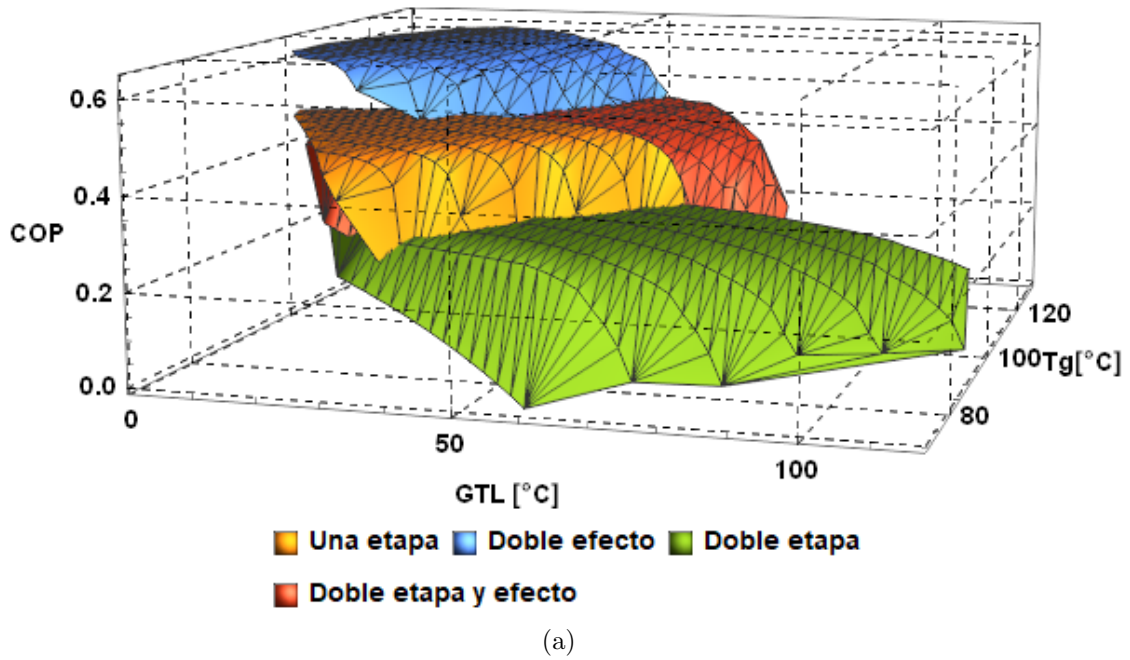


Figura 7.5: COP y GTL en función de T_G para una T_C de 40°C.

Los sistemas de doble etapa presentan los mayores incrementos de temperatura, sin embargo sus coeficientes de operación son los más bajos (máximo 0.3255), incluso su COP máximo es la mitad del máximo COP del ciclo de doble efecto. Los transformadores una etapa son los sistemas más simples y presentan COP y GTL relativamente altos, pero su rango de operación es muy pequeño, por lo que no puede ser utilizado ante

temperaturas de suministro de calor altas. Finalmente, los transformadores de calor de doble etapa y doble efecto tiene el mayor intervalo de funcionamiento bajo cualquier temperatura de condensación, si bien no tiene COP tan altos como el de doble efecto ni GTL tan grandes como el de doble etapa, este ciclo alcanza GTL considerables, de máximo 97°C y COP cercanos a los ciclos de una etapa, siendo el máximo de casi 0.48.

7.2. Criterios de elección

Como ya se mostró en la sección anterior, los transformadores de calor propuestos presentan distintas características de funcionamiento, no sólo en el rango de operación de temperatura de suministro de calor, sino también tienen distintos valores en los parámetros de evaluación como el coeficiente de operación y el incremento de temperatura. Por ello, las distintas configuraciones presentan ventajas y desventajas bajo las condiciones a las que se opere ya que algunos presentan mayores COP y GTL bajo algunas condiciones y otros bajo otras. Dado lo anterior, en esta sección se presenta una lista con algunos criterios que se pueden seguir para la elección de la configuración óptima para cada caso:

1. El primer paso es identificar la fuente de energía calorífica que se tiene disponible, ésta puede ser un pozo geotérmico, un captador solar, calor de desecho de algún proceso industrial o incluso se puede utilizar el calor residual de una termoeléctrica o una refinería, lo que ayudará a disminuir la emisión de gases dañinos a la atmósfera y al mismo tiempo se le dará un uso más eficiente a la energía.
2. Una vez identificada la fuente de calor, se deben realizar mediciones de temperatura y flujo para conocer la cantidad de calor que se tiene disponible y la temperatura a la que está. Cabe mencionar que este calor será suministrado tanto al evaporador como al generador a la misma temperatura.
3. En caso que el la fuente de calor no sea suficiente para alimentar a ambos componentes al mismo tiempo, se puede hacer una configuración en serie, dónde de acuerdo con Rivera [46] y Hong et al. [28] es recomendable primero ingresar calor al generador y después al evaporador para maximizar la eficiencia del ciclo, es decir, obtener mejores COP.
4. Identificar el uso que se le dará al calor a la salida del transformador, puede ser para realizar el mismo proceso del que se extrajo el calor, para calentar algún fluido, etc.
5. Conocida la temperatura de suministro de calor, se seleccionan las configuraciones que sean capaces de trabajar bajo esa temperatura de generación.
6. Dado que en el presente trabajo no se reporta la temperatura de salida del sistema (temperatura de absorción) y sabiendo que el GTL es una diferencia entre esta

temperatura y la de suministro de calor, entonces, basta con realizar la diferencia para conocer el incremento de temperatura deseado.

7. Teniendo las posibles configuraciones, descartar aquellas que no cumplen con la temperatura de salida deseada, es decir, la temperatura a la cual se requiere el calor saliente del ciclo para su posterior aprovechamiento.
8. El último criterio para seleccionar la mejor opción en un caso particular es el coeficiente de operación. De las opciones que aún se tengan, se seleccionará el sistema que presente el mayor rendimiento, ya que tener un coeficiente de operación mayor significa que con la misma cantidad de energía suministrada al sistema se tendrá una mayor cantidad de energía útil de salida.

Además de los pasos mencionados anteriormente, es recomendable hacer un estudio económico para conocer la factibilidad del ciclo elegido, pues incluir uno o más componentes en un transformador de calor lo hace más complejo, por tanto es más complicado de elaborar y más caro. También se recomienda un análisis costo-beneficio para determinar si vale la pena invertir en equipos más sofisticados o es mejor invertir en equipos sencillos que no impliquen un egreso de dinero tan alto.

Cabe destacar que cuando la fuente de energía que se suministra al sistema es calor de desecho los costos de inversión de los sistemas son menores, pero cuando la fuente es alguna energía renovable éstos aumentan pues se tiene que invertir primero en la infraestructura para obtener la energía en forma de calor.

Capítulo 8

Conclusiones y recomendaciones

8.1. Conclusiones

- Se muestra el panorama actual de la situación energética tanto a nivel mundial como nacional donde la dependencia de combustibles fósiles es muy marcada, por lo que se sugiere el uso de tecnologías para el uso eficiente de la energía como lo son los transformadores de calor.
- Se llevó a cabo una revisión bibliográfica sobre los trabajos ya existentes en el tema de transformadores de calor, dando énfasis a la mezcla agua-bromuro de litio.
- Se realizó el modelo matemático basado en balances de energía, masa y materia para cuatro configuraciones de transformadores de calor:
 1. Transformador de calor de una etapa.
 2. Transformador de calor de doble efecto.
 3. Transformador de calor de doble etapa.
 4. Transformador de calor de doble etapa y efecto.

De los cuales la última configuración fue propuesta por el autor.

- La simulación numérica se llevó a cabo en el software *Engineering Equation Solver* (EES) bajo un rango amplio de condiciones de operación, los datos obtenidos fueron extraídos en una hoja de cálculo para ser procesados en el software *Wolfram Mathematica*.
- Se realizaron gráficas para el mejor análisis del comportamiento de cada ciclo por separado y al final comparándolos en una sola representación.
- Los transformadores de calor de una etapa son los sistemas con el diseño más sencillo y con los que se puede obtener un COP bueno, siendo el máximo 0.4907,

sin embargo, sólo alcanzan incrementos de temperatura bajos, el mayor GTL obtenido fue de 70°C , otro aspecto a considerar es que operan a temperaturas de generación bajas de entre 70 y 100°C .

- Las mayores temperaturas alcanzadas en el absorbedor con respecto a las temperaturas de suministro de calor fueron alcanzadas por el transformador de calor de doble etapa, alcanzando un GTL máximo de 123°C , aunque los COP de este sistema no son tan buenos como los de una etapa. El mayor COP obtenido fue de 0.3255 , este ciclo opera bajo el mismo rango de temperaturas de generación que el de una etapa.
- Los transformadores de calor de doble efecto tienen la ventaja de tener los mayores COP de todos, siendo el máximo de 0.6368 , operan en un rango amplio de temperaturas de generación (entre 75 - 130°C). La desventaja de estos ciclos es que sus incrementos de temperaturas son relativamente bajos, el mayor GTL alcanzado es de 64°C .
- La cuarta configuración propuesta parece tener elementos que la hacen conveniente, ya que bajo cualquier temperatura de condensación presenta el mayor rango de operación, operando entre 75 y 130°C de temperatura de generación. A pesar de no alcanzar incrementos de temperatura tan altos como los transformadores de doble etapa, éstos son los segundos más altos de las cuatro configuraciones, el máximo GTL logrado fue de 97°C , además sus coeficientes de operación son parecidos a los transformadores de una etapa, siendo el mayor de 0.4784 .
- Se elaboró una guía con los pasos a seguir para la selección de la configuración adecuada para cada caso, esto ayudará en la toma de decisiones de los ingenieros ante casos específicos.

8.2. Recomendaciones

- Evaluar el transformador de calor propuesto con otras mezclas de trabajo y comparar su rendimiento con la mezcla agua-bromuro de litio, con el fin de detectar la mezcla que presente mayores COP y GTL.
- Dado que este estudio fue hecho basado en la primera ley de la termodinámica, se recomienda realizar un estudio exergético de los transformadores para conocer mejor su funcionamiento y detectar áreas de oportunidad para su mejoramiento energético.
- Evaluar los transformadores de calor desde el punto de vista económico para determinar la factibilidad de su implementación, en especial del nuevo ciclo propuesto.

Apéndice A

Nomenclatura

B	Bomba
COP	Coficiente de operación (adimensional)
ε	Efectividad del intercambiador de calor (adimensional)
GTL	Aumento de temperatura bruto ($^{\circ}\text{C}$)
h	Entalpía ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
HT	Heat Transformer
\dot{m}	Flujo másico (kg s^{-1})
Mtoe	Millones de toneladas equivalentes de petróleo
P	Presión (kPa)
q	Calidad del vapor (0-1)
\dot{Q}	Potencia térmica (kW)
FR	Relación de flujo (adimensional)
T	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
TFE	2,2,2-tri-fluoroethanol
v	Volumen específico ($\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$)
X	Concentración del absorbente (% peso)
W	Trabajo (kW)

Subíndices

a	Mezcla de trabajo entrando al economizador
A	Absorbedor
AE	Absorbedor-Evaporador
BC	Bomba de calor
C	Condensador
CG	Condensador-Generador
CO	Compresor
E	Evaporador-Enfriamiento
EA	Evaporador-Absorbedor
G	Generador
GC	Generador-Condensador
H	High
in	Entrada
L	Low
TC	Transformador de calor
WF	Fluido de trabajo

Apéndice B

Diagrama de Dühring

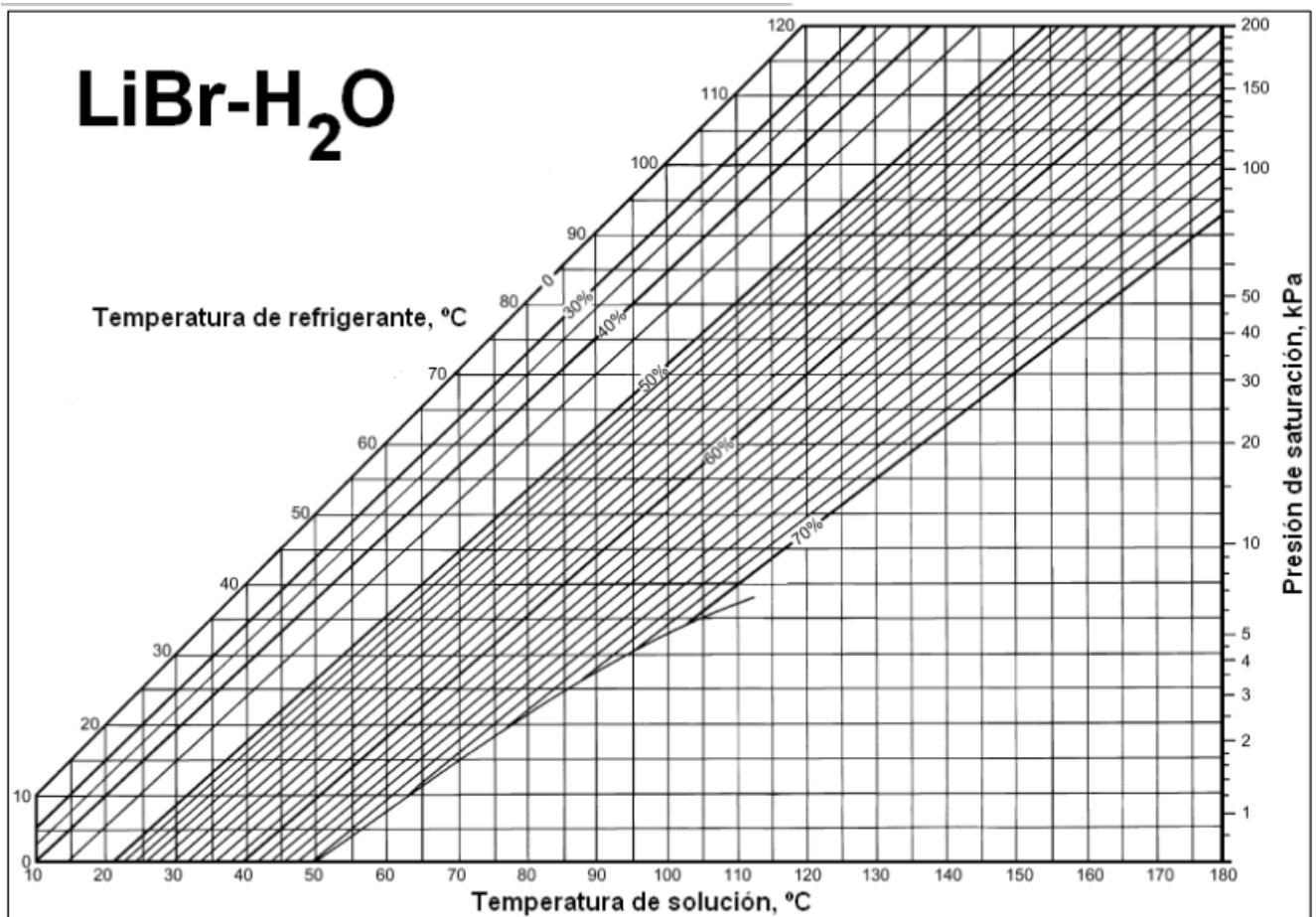


Figura B.1: Diagrama de Dühring para la mezcla $\text{H}_2\text{O-LiBr}$.

Bibliografía

- [1] I. E. Agency, “World energy balances: Overview,” 2018. [Online]. Available: <https://webstore.iea.org/world-energy-balances-2018-overview>
- [2] R. Best and W. Rivera, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers. part six: Operating on water-carrol,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 14, no. 4, pp. 427 – 436, 1994. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890433294900469>
- [3] R. Best, W. Rivera, J. Hernández, and F. Holland, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers—part 5. operating on ammonia-sodium thiocyanate,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 12, no. 4, pp. 347 – 356, 1992. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089043329290030L>
- [4] R. Best, W. Rivera, I. Piltowsky, and F. Holland, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers—part four. operating on ammonia-lithium nitrate,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 10, no. 5, pp. 539 – 548, 1990. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089043329090204W>
- [5] R. Best, M. Eisa, and F. Holland, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers—iii. operating on ammonia-water,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 7, no. 3, pp. 259 – 272, 1987. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890433287901396>
- [6] Y. Cengel and M. Boles, Termodinámica, 8th ed. McGrawHill, 2015.
- [7] Chen, “Thermodynamic analysis of the performance of a solar absorption heat transformer at maximum coefficient of performance,” International Journal of Energy Research, vol. 21, no. 11, pp. 975–984, 1997.
- [8] J. Chen, “Optimal choice of the performance parameters of an absorption heat transformer,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 15, no. 3, pp. 249 – 256, 1995. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890433295900098>

- [9] C. Chuang, D. Sue, and Y. Lin, “Simulation and performance analysis of lithium bromide/water for absorption heat transformer cycle systems,” in ASHRAE Transactions, vol. 110 PART II, 2004, pp. 409–416. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-20344394142&partnerID=40&md5=051fd4b20b709f1f931708d9373b9a12>
- [10] D. Colorado, “Advanced exergy analysis applied to a single-stage heat transformer,” Applied Thermal Engineering, vol. 116, pp. 584 – 596, 2017. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116322116>
- [11] D. Colorado, J. Hernández, W. Rivera, H. Martínez, and D. Juárez, “Optimal operation conditions for a single-stage heat transformer by means of an artificial neural network inverse,” Applied Energy, vol. 88, no. 4, pp. 1281 – 1290, 2011. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261910004010>
- [12] R. Conde-Gutiérrez, U. Cruz-Jacobo, A. Huicochea, S. Casolco, and J. Hernández, “Optimal multivariable conditions in the operation of an absorption heat transformer with energy recycling solved by the genetic algorithm in artificial neural network inverse,” Applied Soft Computing, vol. 72, pp. 218 – 234, 2018. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1568494618304563>
- [13] S. de Energía, “Balance nacional de energía 2016,” 2017.
- [14] P. Donnellan, E. Byrne, and K. Cronin, “Internal energy and exergy recovery in high temperature application absorption heat transformers,” Applied Thermal Engineering, vol. 56, no. 1, pp. 1 – 10, 2013. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111300197X>
- [15] P. Donnellan, E. Byrne, J. Oliveira, and K. Cronin, “First and second law multidimensional analysis of a triple absorption heat transformer (taht),” Applied Energy, vol. 113, pp. 141 – 151, 2014. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913005564>
- [16] P. Donnellan, K. Cronin, and E. Byrne, “Recycling waste heat energy using vapour absorption heat transformers: A review,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 42, pp. 1290 – 1304, 2015. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032114009319>
- [17] R. Dumon and G. Chrysostome, Las bombas de calor. Toray-Masson,S.A., 1981.
- [18] M. Eisa, R. Best, and Holland, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers—part i. operating on water-lithium bromide,” Journal of Heat Recovery Systems, vol. 6, no. 5, pp. 421 – 432, 1986. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0198759386902286>

- [19] M. Eisa, R. Best, and F. Holland, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers—part ii. operating on water-calcium chloride,” Journal of Heat Recovery Systems, vol. 6, no. 6, pp. 443 – 450, 1986. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0198759386900366>
- [20] F-Chart, “Engineering equation solver,” 2018. [Online]. Available: <http://www.fchart.com/ees/>
- [21] S. F. Lee and S. A. Sherif, “Second law analysis of multi-stage lithium bromide–water absorption heat transformers,” ASHRAE Transaction, vol. 106, 01 2000.
- [22] S. A. Fartaj, “Comparison of energy, exergy, and entropy balance methods for analysing double-stage absorption heat transformer cycles,” International Journal of Energy Research, vol. 28, no. 14, pp. 1219–1230, 2004. [Online]. Available: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.1024>
- [23] S. Göktun and I. DehaEr, “Performance analysis of an irreversible cascaded heat-transformer,” Applied Energy, vol. 72, no. 2, pp. 529 – 539, 2002. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261902000259>
- [24] G. Grover, S. Devotta, and F. Holland, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers—part iii. operating on water-lithium chloride,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 8, no. 5, pp. 425 – 431, 1988. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890433288900476>
- [25] P. Guo, J. Sui, W. Han, J. Zheng, and H. Jin, “Energy and exergy analyses on the off-design performance of an absorption heat transformer,” Applied Thermal Engineering, vol. 48, pp. 506 – 514, 2012. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111200261X>
- [26] R. Heap, Heat pumps, 2nd ed. E. & F.N.Spon, 1983.
- [27] M. Heredia, J. Siqueiros, J. Hernández, D. Juárez-Romero, A. Huicochea, and J. González-Rodríguez, “Energy saving into an absorption heat transformer by using heat pipes between evaporator and condenser,” Applied Thermal Engineering, vol. 128, pp. 737 – 746, 2018. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117319373>
- [28] S. J. Hong, C. H. Lee, S. M. Kim, I. G. Kim, O. K. Kwon, and C. W. Park, “Analysis of single stage steam generating absorption heat transformer,” Applied Thermal Engineering, vol. 144, pp. 1109 – 1116, 2018. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118327340>
- [29] I. Horuz and Kurt, “Single stage and double absorption heat transformers in an industrial application,” International Journal of

- Energy Research, vol. 33, no. 9, pp. 787–798, 2009. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-67649425264&doi=10.1002%2fer.1512&partnerID=40&md5=7ab08ef9a2775e1e6f19f18abc17514a>
- [30] I. Horuz and B. Kurt, “Absorption heat transformers and an industrial application,” Renewable Energy, vol. 35, no. 10, pp. 2175 – 2181, 2010. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148110000960>
- [31] J. Ji and M. Ishida, “Behavior of a two-stage absorption heat transformer combining latent and sensible heat exchange modes,” Applied Energy, vol. 62, no. 4, pp. 267 – 281, 1999. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261999000124>
- [32] J. Jiménez, “Diseño, construcción y evaluación de un sistema de refrigeración por absorción enfriado por agua utilizando intercambiadores de calor de tecnología de placas,” Master’s thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, Septiembre 2018.
- [33] F. Liu, J. Sui, H. Liu, and H. Jin, “Experimental studies on a direct-steam-generation absorption heat transformer built with vertical falling-film heat exchangers,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 83, pp. 9 – 18, 2017. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S089417771630348X>
- [34] X.-H. Ma, Z. Lan, Z. Hao, Q.-C. Wang, S. Bo, and T. Bai, “Heat transfer and thermodynamic performance of lib/h₂o absorption heat transformer with vapor absorption inside vertical spiral tubes,” Heat Transfer Engineering, vol. 35, no. 11-12, pp. 1130–1136, 2014. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84893139642&doi=10.1080%2f01457632.2013.863550&partnerID=40&md5=4d288cbf3999cef04ac6a1b8e3267ffe>
- [35] J. Magallanes, “Montaje, puesta en operación y evaluación preeliminar de un sistema de aire acondicionado solar operando con la mezcla nitrato de litio-amoniaco,” Master’s thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, Agosto 2013.
- [36] H. Martínez and W. Rivera, “Energy and exergy analysis of a double absorption heat transformer operating with water/lithium bromide,” International Journal of Energy Research, vol. 33, no. 7, pp. 662–674, 2009. [Online]. Available: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/er.1502>
- [37] A. Márquez-Nolasco, J. Delgado-Gonzaga, A. Huicochea, J. Torres-Merino, J. Siqueiros, and J. Hernández, “Experimental study of a graphite disk generator into an absorption heat transformer,” Applied Thermal Engineering, vol. 143, pp. 849 – 858, 2018. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431117338383>

- [38] J. Olarte-Cortés, J. Torres-Merino, and J. Siqueiros, “Experimental study of a graphite disks absorber couple to a heat transformer,” Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 46, pp. 29 – 36, 2013. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0894177712003202>
- [39] K. Parham, M. Khamooshi, D. B. K. Tematio, M. Yari, and U. Atikol, “Absorption heat transformers – a comprehensive review,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 34, pp. 430 – 452, 2014. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S136403211400197X>
- [40] K. Patil, S. Chaudhari, and S. Katti, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers—part iii. operating on water-lithium iodide,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 11, no. 5, pp. 361 – 369, 1991. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089043329190004N>
- [41] H. Perez-Blanco, “Absorption heat pump performance for different types of solutions,” International Journal of Refrigeration, vol. 7, no. 2, pp. 115 – 122, 1984. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0140700784900240>
- [42] I. Pilatowsky, R. Best, A. Valiente, J. Lage, P. Quinto, F. Gutiérrez, J. Hernández, J. Hieras, and E. Martínez, Métodos de producción de frío. Universidad Nacional Autónoma de México, 1993.
- [43] X. Qin, L. Chen, F. Sun, and F. Wu, “Performance of an endoreversible four-heat-reservoir absorption heat-transformer with a generalized heat transfer law,” International Journal of Ambient Energy, vol. 26, pp. 171–179, 10 2005.
- [44] D. Reay and D. Macmichael, Heat pumps. Pergamon Press, 1988.
- [45] W. Research, “Wolfram mathematica,” 2017. [Online]. Available: <http://www.wolfram.com/mathematica/>
- [46] W. Rivera, “Estudio teórico de transformadores de calor por absorción operando con la mezcla bromuro de litio-agua,” Master’s thesis, Universidad Nacional Autónoma de México, Enero 1991.
- [47] W. Rivera, R. Best, J. Hernández, C. Heard, and F. Holland, “Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers—i. single and two stage configurations with heat exchangers,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 14, no. 2, pp. 173 – 183, 1994. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890433294900086>
- [48] W. Rivera, M. Cardoso, and R. Romero, “Single-stage and advanced absorption heat transformers operating with lithium bromide mixtures used to increase solar pond’s temperature,” Solar Energy Materials and Solar Cells,

- vol. 70, no. 3, pp. 321 – 333, 2001, cANCUN 2000. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0927024801000745>
- [49] W. Rivera and J. Cerezo, “Experimental study of the use of additives in the performance of a single-stage heat transformer operating with water-lithium bromide,” International Journal of Energy Research, vol. 29, no. 2, pp. 121–130, 2005. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-13444265877&doi=10.1002%2fer.1045&partnerID=40&md5=511a90fe307f511fb3ca421d33e1cb31>
- [50] W. Rivera, J. Cerezo, and H. Martínez, “Energy and exergy analysis of an experimental single-stage heat transformer operating with the water/lithium bromide mixture,” International Journal of Energy Research, vol. 34, no. 13, pp. 1121–1131, 2010. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-78649463358&doi=10.1002%2fer.1628&partnerID=40&md5=fc443b4c511841ef5b72e62cdae73896>
- [51] W. Rivera, A. Huicochea, H. Martínez, J. Siqueiros, D. Juárez, and E. Cadenas, “Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification,” Energy, vol. 36, no. 1, pp. 320 – 327, 2011. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544210005992>
- [52] W. Rivera, H. Martínez, J. Cerezo, R. Romero, and M. Cardoso, “Exergy analysis of an experimental single-stage heat transformer operating with single water/lithium bromide and using additives (1-octanol and 2-ethyl-1-hexanol),” Applied Thermal Engineering, vol. 31, no. 16, pp. 3526 – 3532, 2011. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111003486>
- [53] W. Rivera and R. Romero, “Thermodynamic design data for absorption heat transformers. part seven: operating on an aqueous ternary hydroxide,” Applied Thermal Engineering, vol. 18, no. 3, pp. 147 – 156, 1998. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431197000264>
- [54] W. Rivera, R. Best, M. Cardoso, and R. Romero, “A review of absorption heat transformers,” Applied Thermal Engineering, vol. 91, pp. 654 – 670, 2015. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115008169>
- [55] W. Rivera, R. Best, J. Hernández, C. Heard, and F. Holland, “Thermodynamic study of advanced absorption heat transformers—ii. double absorption configurations,” Heat Recovery Systems and CHP, vol. 14, no. 2, pp. 185 – 193, 1994. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0890433294900094>
- [56] W. Rivera and R. Romero, “Evaluation of a heat transformer powered by a solar pond,” Solar Energy Materials and Solar Cells, vol. 63, no. 4, pp. 413 –

- 422, 2000. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S092702480000060X>
- [57] R. Romero, S. Silva-Sotelo, and J. Cerezo, “First double stage heat transformer (dsht) in latinamerica,” Chemical Engineering Transactions, vol. 19, pp. 149–155, 01 2010.
- [58] L. Shi, J. Yin, X. Wang, and M.-S. Zhu, “Study on a new ejection–absorption heat transformer,” Applied Energy, vol. 68, no. 2, pp. 161 – 171, 2001. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261900000568>
- [59] J. Siqueiros and R. Romero, “Increase of cop for heat transformer in water purification systems. part i – increasing heat source temperature,” Applied Thermal Engineering, vol. 27, no. 5, pp. 1043 – 1053, 2007. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431106002675>
- [60] N. Smith-Sebasto, “Energy and ecosystems-use some lose some,” <https://extension.illinois.edu/world/energy.cfm>, 2018.
- [61] J. Sun, L. Fu, and S. Zhang, “A review of working fluids of absorption cycles,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, no. 4, pp. 1899 – 1906, 2012. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032112000123>
- [62] M. Wakim and R. Rivera-Tinoco, “Absorption heat transformers: Sensitivity study to answer existing discrepancies,” Renewable Energy, vol. 130, pp. 881 – 890, 2019. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148118307778>
- [63] H. Wang, H. Li, X. Bu, and L. Wang, “Effects of the generator and evaporator temperature differences on a double absorption heat transformer—different control strategies on utilizing heat sources,” Energy Conversion and Management, vol. 138, pp. 12 – 21, 2017. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890417300894>
- [64] J.-G. Wang, X.-H. Ma, H.-T. Lin, and J.-B. Chen, “Thermodynamic analysis for libr-h2o absorption heat transformer,” Dalian Ligong Daxue Xuebao/Journal of Dalian University of Technology, vol. 44, no. 3, pp. 366–370, 2004. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-3442876217&partnerID=40&md5=17bd6b62cbf176b09c12c1861107c079>
- [65] L. Wang, H. Li, X. Bu, H. Wang, and W. Ma, “Performance study of a double absorption heat transformer,” Energy Procedia, vol. 105, pp. 1473 – 1482, 2017, 8th International Conference on Applied Energy, ICAE2016, 8-11 October 2016, Beijing, China. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217304800>

- [66] S. Wu and J. Chen, “Parametric optimum design of an irreversible heat-transformer based on the thermo-economic approach,” Applied Energy, vol. 80, no. 4, pp. 349 – 365, 2005. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261904000959>
- [67] D. Zebbar, S. Kherris, S. Zebbar, and K. Mostefa, “Thermodynamic optimization of an absorption heat transformer,” International Journal of Refrigeration, vol. 35, no. 5, pp. 1393 – 1401, 2012. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700712000886>
- [68] Z. Zhao, Y. Ma, and J. Chen, “Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer,” Applied Thermal Engineering, vol. 23, no. 18, pp. 2407 – 2414, 2003. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431103002606>
- [69] Z. Zhao, F. Zhou, X. Zhang, and S. Li, “The thermodynamic performance of a new solution cycle in double absorption heat transformer using water/lithium bromide as the working fluids,” International Journal of Refrigeration, vol. 26, no. 3, pp. 315 – 320, 2003. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700702001147>